

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE
BOMBAS CAPILARES DE RANHURAS
CIRCUNFERENCIAIS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Heitor Victor Ribeiro Camargo

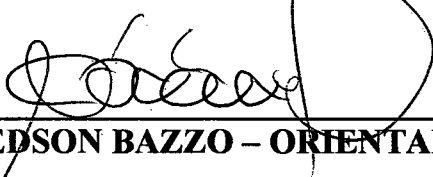
Florianópolis, julho de 1999.

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE BOMBAS CAPILARES DE
RANHURAS CIRCUNFERENCIAIS**

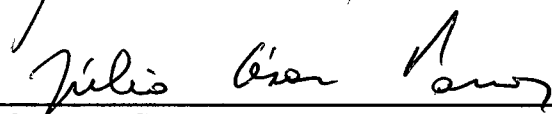
HEITOR VICTOR RIBEIRO CAMARGO

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**



EDSON BAZZO – ORIENTADOR

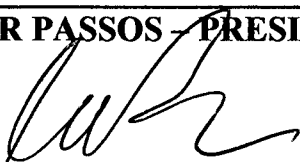


JÚLIO CÉSAR PASSOS – COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA



JÚLIO CÉSAR PASSOS – PRESIDENTE



ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA



SAULO GÚTHS

Às pessoas quem mais amo,
meus pais, Ruth e José,
minha irmã Liliane,
e minha namorada Rafaela.

Agradecimentos

Aos meus pais José Francisco Souza Camargo, Ruth Savastano Ribeiro Camargo e minha irmã Liliane Cristina Ribeiro Camargo pelo apoio tanto emocional como muitas vezes financeiro.

À minha amada namorada Rafaela Frota Reinaldo por me agüentar nas horas mais chatas do dia.

Ao meu orientador Edson Bazzo pelo apoio técnico e intelectual.

Aos professores Antônio Fábio Carvalho da Silva, Júlio César Passos e Saulo Güths, pelo complemento teórico que ajudou a compor a versão final deste trabalho.

Aos colaboradores Cláudio Ferreira Jr., Clenilson J. Gonçalves, Edevaldo B. Reinaldo, Eduardo Reimbrecht, Fábio Lopes, Fabrício Colle, Fernando H. Milanez, Fernando Pereira, Gabriel M. dos Santos, Giancarlo L. Bedin, José Edson Bastos, Juan Pablo T. de Souza, Luciano Heinen, Milton M. P. Seifert, Paulo Couto, Rodrigo C. de Lemos, Samuel Luna de Abreu e demais técnicos, colegas e amigos da térmica e principalmente do LABSOLAR – NCTS.

Aos amigos e colegas que me apoiaram nessa jornada, e que não citarei nomes para não esquecer ninguém, mas lembrando que sempre estarão junto a mim na lembrança dessa caminhada.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Índice

Lista de Figuras..... vii

Lista de Símbolos..... xi

Lista de Tabelas xvii

Resumo xviii

Abstract..... xix

1. Introdução 1

 1.1. Generalidades..... 1

 1.2. Revisão Bibliográfica..... 3

2. Descrição das Bombas Capilares..... 12

 2.1. Generalidades..... 12

 2.2. Estruturas Capilares 13

 2.2.1. Elementos Porosos 13

 2.2.2. Paredes Ranhuradas 15

 2.3. Descrição do Circuito de Bomba Capilar 17

3. Formulação do Problema e Modelação Matemática..... 19

 3.1. Formulação do Problema..... 19

 3.2. Limite Capilar 21

 3.3. Estudo Sobre a Formação de Bolhas no Canal de Alimentação 27

 3.4. Análise de Resultados 34

4. Experimentação..... 49

 4.1. Bancada Experimental 49

 4.2. Procedimentos..... 52

 4.2.1. Limpeza..... 52

 4.2.2. Testes de Vazamento e Vácuo 53

4.2.3. Carregamento	53
4.2.4. Testes	55
5. Apresentação e Análise dos Resultados Experimentais.....	59
5.1. Comportamento Térmico de Partida e Regime Permanente.....	59
5.2. Limite Capilar	63
5.3. Reativação.....	68
5.4. Gases Não-Condensáveis.....	69
6. Conclusões.....	73
Referências Bibliográficas.....	77
Anexos	86
A. Projeto e Montagem da Bancada Experimental.....	86
A.1. Bancada de Testes.....	86
A.2. Bomba Capilar	86
A.3. Condensador	90
A.4. Reservatório.....	92
A.5. Tubulação.....	93
A.6. Isolamento Térmico	94
A.7. Sistema de Aquisição de Sinais	94
B. Determinação Teórica e Experimental da Pressão Capilar.....	97
C. Resultados Experimentais com Bombas Capilares de Elementos Porosos.....	100
D. Programas Computacionais	103
D.1. Programa para Cálculo da Pressão de Bombeamento Capilar.....	103
D.2. Programa para Cálculo da Distribuição das Temperaturas na Parede da Bomba Capilar ...	118
D.3. Programa para Controle do Sistema de Aquisição de Sinais.....	127

Lista de Figuras

Figura 1 – Esquema de um CPL	2
Figura 2 – Circuito de tubos de calor (LHP - Loop Heat Pipe).....	5
Figura 3 – Esquema da bomba capilar de elemento poroso	14
Figura 4 – Configuração interna das bombas capilares de ranhuras circunferenciais.	16
Figura 5 – Representação esquemática da presença de bolhas de vapor ou NCG, no canal de alimentação da bomba capilar.	16
Figura 6 – Bomba capilar do tipo monogroove.....	16
Figura 7 – Bancada experimental.	18
Figura 8 – Esquema mostrando o posicionamento do perfil interno da bomba capilar.....	20
Figura 9 – Parâmetros geométricos da bomba capilar.....	21
Figura 10 – Esquema da metade da ranhura e parâmetros principais.....	24
Figura 11 – Volume de controle para o canal de líquido.....	28
Figura 12 – Modelo físico.....	33
Figura 13 – Fluxograma do programa que calcula as temperaturas no interior do canal de líquido.	33
Figura 14 – Influência da posição do perfil (ψ) sobre o limite capilar.....	34
Figura 15 – Influência da largura da ranhura sobre o limite capilar.....	35
Figura 16 – Pressão de bombeamento capilar versus largura da ranhura para diferentes fluidos de trabalho.	36
Figura 17 – Limite capilar versus largura da ranhura para diferentes fluidos de trabalho.....	36
Figura 18 – Curvas características da bomba capilar e perdas de carga ao longo do circuito versus calor trocado pela bomba capilar.....	37

Figura 19 – Distribuição de temperaturas na parede da bomba capilar (em °C), para a potência máxima de 125 W, usando amônia como fluido de trabalho.....	38
Figura 20 – Variação do perfil de temperaturas na superfície externa da parede para diferentes potências aplicadas à bomba capilar.....	39
Figura 21 – Perfil do fluxo de calor médio na superfície interna da parede da bomba capilar para temperatura de subresfriamento igual a -10°C	40
Figura 22 – Comparação entre Q_s e Q_c para diversas posições do perfil ($\phi = 15^{\circ}$, 30° e 45°).....	41
Figura 23 – Distribuição de temperatura no interior do canal de líquido, para amônia, 125W, $\phi=45^{\circ}$	43
Figura 24 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para $\phi = 45^{\circ}$ (125 W).	44
Figura 25 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para $\phi = 45^{\circ}$ (30 W).	45
Figura 26 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para acetona (30 W).	46
Figura 27 – Variação na velocidade do líquido no interior da ranhura para diferentes ângulos de abertura das ranhuras.	47
Figura 28 – Esquema demonstrativo da retração do menisco em bombas capilares de ranhuras circunferenciais de secção triangular e retangular.....	47
Figura 29 – Calor transportado para diferentes ângulos de abertura das ranhuras (2β).	48
Figura 30 – Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.	50
Figura 31 – Fotografia do perfil das ranhuras circunferenciais da bomba capilar, obtida em microscópio eletrônico com aumento de 125 vezes.	50
Figura 32 – Perfil de $\phi = 15^{\circ}$	52
Figura 33 – Perfil de $\phi = 30^{\circ}$	52
Figura 34 – Perfil de $\phi = 45^{\circ}$	52
Figura 35 – Bomba de elemento poroso.	52
Figura 36 – Detector de vazamentos.....	54

Figura 37 – Carregamento do CPL com acetona.....	54
Figura 38 – Bomba mecânica.....	55
Figura 39 – Bancada experimental.....	56
Figura 40 – Localização do termopar T12 e posicionamento da resistência.....	60
Figura 41 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 15^\circ$	61
Figura 42 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 30^\circ$	61
Figura 43 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 45^\circ$	62
Figura 44 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar de $\phi = 15^\circ$	65
Figura 45 – Teste de limite capilar da bomba capilar de 30°	65
Figura 46 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar de ranhuras circunferenciais com perfil interno disposto em um ângulo de 45°	66
Figura 47 – Temperatura no interior do canal de líquido da bomba capilar de 45°	67
Figura 48 – Perfil de temperatura no interior do canal de líquido para diferentes tempos e para diferentes potências aplicadas.....	68
Figura 49 – Teste de reativação com a bomba capilar de 45°	69
Figura 50 – Circuito auxiliar para injeção de NCG.....	71
Figura 51 – Cilindro de argônio.....	71
Figura 52 – Influência do argônio (NCG) na operação da bomba capilar.....	72
Figura 53 – Comparação entre as bombas capilares de ranhuras circunferenciais testadas (Perfil interno localizados a $\phi=15^\circ$, 30° e 45°).....	74
Figura 54 – Comparação entre as bombas capilares de ranhura circunferencial ($\phi=15^\circ$) e de elemento poroso.....	75
Figura 55 – Comparação entre os valores teóricos e experimentais do calor transportado.....	75
Figura 56 – Comparação entre os valores teóricos e reais da pressão de bombeamento capilar.....	76

Figura 57 – Esquema da bancada experimental.....	86
Figura 58 – Bomba capilar de ranhuras circunferenciais	87
Figura 59 – Bomba de ranhuras circunferenciais, calços e tampões de Teflon.....	87
Figura 60 – Perfis em aço inoxidável AISI 304 para as bombas capilares de ranhuras circunferenciais.....	88
Figura 61 – Fonte.....	89
Figura 62 – Resistência elétrica e bomba com termopares internos.....	89
Figura 63 – Condensador.....	90
Figura 64 – Criostato.....	91
Figura 65 – Reservatório e componentes.....	93
Figura 66 – Perda de carga e potência dissipada pela bomba capilar para diversos tipos de tubos utilizados nas linhas de líquido e de vapor.....	94
Figura 67 – Posicionamento dos termopares.....	95
Figura 68 – Sistema de aquisição de dados.....	95
Figura 69 – Dispositivo para leitura da pressão absoluta do sistema.....	96
Figura 70 – Esquema da metade da ranhura e parâmetros principais.....	97
Figura 71 – Visualização dos interstícios entre perfil interno e parede ranhurada.....	98
Figura 72 – Dispositivo para determinação da pressão efetiva da bomba capilar.....	99
Figura 73 – Teste de regime permanente da bomba capilar composta pela amostra 109.....	100
Figura 74 – Teste de regime permanente da bomba capilar composta pela amostra 112.....	101
Figura 75 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar composta pela amostra 112.....	102
Figura 76 – Programas computacionais para cálculos teóricos e experimentais.....	103

Lista de Símbolos

a = passo das ranhuras (m)

A = área transversal do líquido dentro da ranhura (m^2)

A_c = área transversal do canal de líquido da bomba capilar (m^2)

cp_l = calor específico do líquido (J/kg.K)

d_h = diâmetro hidráulico da área transversal do líquido dentro da ranhura (m)

f = fator de atrito

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

h_{fg} = calor latente de vaporização (J/kg)

h_l = coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2.K$)

h_v = coeficiente de transferência de calor por ebulição ($W/m^2.K$)

k = condutividade térmica ($W/m.K$)

L = comprimento útil (m)

\dot{m} = fluxo de massa (kg/s)

n = número de volumes de controle

p_{cm} = pressão de bombeamento capilar (Pa)

$p_{cm,ef}$ = pressão de bombeamento capilar efetiva (Pa)

p_l = pressão do líquido (Pa)

p_v = pressão do vapor (Pa)

q' = taxa de calor por metro aplicado uniformemente às ranhuras (W/m)

q'' = fluxo de calor aplicado à bomba capilar (W/m^2)

q_t = taxa de calor total aplicado à bomba capilar (W)

q''_x = fluxo de calor no líquido (W/m^2)

Q_c = calor total transferido da parede do tubo diretamente para o canal de líquido (W)

$Q_c(x)$ = taxa de calor por metro aplicado da parede do tubo para o canal de líquido (W/m)

Q_{cl} = calor transferido da parede do tubo para o canal no primeiro volume de controle (W)

Q_s = calor sensível total requerido para aquecimento do líquido (W)

Q_{sc} = calor sensível efetivo requerido para aquecimento do líquido do canal de alimentação (W)

r = raio genérico (m)

r_c = raio efetivo de capilaridade do menisco (m)

r_i = raio interno (m)

R_1 = raio de curvatura do menisco formado na estrutura capilar (m)

T = temperatura genérica no canal de líquido da bomba capilar ($^{\circ}\text{C}$)

$T(0)$ = temperatura na posição de entrada do canal de líquido da bomba capilar ($^{\circ}\text{C}$)

$T(x)$ = temperatura função da posição ao longo do canal de líquido da bomba capilar ($^{\circ}\text{C}$)

T_1 = temperatura na entrada do canal de líquido da bomba capilar ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = temperatura no volume de controle subsequente ($^{\circ}\text{C}$)

T_{c1} = temperatura do líquido frio na saída do trocador de calor ($^{\circ}\text{C}$)

T_{c2} = temperatura do líquido frio na entrada do trocador de calor ($^{\circ}\text{C}$)

T_{h1} = temperatura do líquido quente na entrada do trocador de calor ($^{\circ}\text{C}$)

T_{h2} = temperatura do líquido quente na saída do trocador de calor ($^{\circ}\text{C}$)

T_l = temperatura do líquido ($^{\circ}\text{C}$)

T_n = temperatura no último volume de controle ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sat} = temperatura de saturação ($^{\circ}\text{C}$)

T_v = temperatura do vapor ($^{\circ}\text{C}$)

u = velocidade genérica no canal de líquido da bomba capilar (m/s)

u_1 = velocidade na entrada do canal de líquido da bomba capilar (m/s)

v = velocidade do líquido dentro da ranhura (m/s)

V_{BC} = volume da bomba capilar (m^3)

V_{CD} = volume do condensador (m^3)

V_{LL} = volume da linha de líquido (m^3)

V_{LV} = volume da linha de vapor (m^3)

V_R = volume do reservatório (m^3)

V_T = volume total do circuito (m^3)

w = largura da ranhura (m)

x = posição ao longo do canal de líquido da bomba capilar (m)

y = profundidade em relação ao topo da ranhura (m)

α = ângulo da resistência à partir do topo da bomba capilar (graus)

α_t = difusividade térmica do fluido (m^2/s)

β = ângulo metade da abertura das ranhuras (graus)

δ = profundidade da ranhura (m)

Δ = espessura da parede da bomba capilar (m)

Δh = diferença de entalpia (J/kg)

Δp = diferença de pressão (Pa)

Δp_{cp} = queda de pressão dentro da bomba capilar (Pa)

Δp_{loop} = queda de pressão no circuito (Pa)

Δz_1 = diferença de pressão da água (Pa)

ΔT = diferença de temperatura no canal de líquido da bomba capilar (K)

Δx = largura do volume de controle no canal de líquido da bomba capilar (m)

Δz_2 = diferença de pressão da acetona (Pa)

$\phi_{0,1,2,3}$ = coeficientes angulares

ϕ = ângulo de posicionamento do perfil interno em relação ao centro da bomba capilar (graus)

ϕ = ângulo de posicionamento do perfil interno à partir do topo da bomba capilar (graus)

θ = ângulo à partir do topo da bomba capilar (graus)

ρ_l = densidade do líquido (kg/m^3)

σ = tensão superficial do fluido (N/m)

ψ = ângulo em relação ao centro da bomba capilar (graus)

ψ_0 = ângulo inicial à partir do perfil interno em relação ao centro da bomba capilar (graus)

\varnothing_{ext} = diâmetro externo (m)

\varnothing_{int} = diâmetro interno (m)

\varnothing_{fio} = diâmetro do fio (m)

Subscrito

i = índice referente à posição do volume de controle

$i+1$ = índice referente à posição subsequente do volume de controle

Abreviaturas

ABS – Absolute Pressure Sensor

CCPL – Cryogenic CPL

CCQ – Chemistry CPL Qualification

CPL – Capillary Pumped Loop

CRYOFD – Cryogenic Flexible Diode

CRYOTSU – Cryogenic Thermal Storage Unit

DPS – Differential Pressure Sensor

EOS – Earth Observatory System

EOS/CHEM – Earth Observatory System/Chemistry mission

ESA – European Space Agency

GAS – Get Away Special

GLAS – Geoscience Laser Altimeter System

GOES – Geosynchronous Operational Environmental Satellites

GRANAT – Russian x-ray satellite

GSFC – Goddard Space Flight Center

HEAT – Hitchhiker Experiment Advancing Technology

HP – Hewlett Packard

HPCPL – High Performance CPL

HST – Hubble Space Telescope

IKE – Institut für Kernenergertik und Energiesysteme (Universidade de Stuttgart – Alemanha)

LABMAT – Laboratório de Materiais – UFSC

LABSOLAR – Laboratório de Energia Solar – UFSC

LHP – Loop Heat Pipe

NASA – National Aeronautics and Space Administration

NCG – Non-Condensable Gases

NCTS – Núcleo de Controle Térmico de Satélites – UFSC

NGST – Next Generation Spacial Telescope

NICMOS – Near Infrared Camera and Multi Object Systems

NRL – Naval Research Laboratory

OAQ – Orbiting Astronomical Observatory

OBZOR – Military: Remote Sensing (Obzor 1) – Launching Vehicle

SABCA – Société Anonyme Belge de Constructions Aéronautiques

SOR – Sobre-Relaxações Sucessivas

SS – Space Shuttle

STENTOR – Satellite de Télécommunication pour l'Expérimentation de Nouvelles Technologies en Orbite

STS – Space Transportation System

TAG – Trapezoidal Axial Grooves

TES – Tropospheric Emission Spectrometer

TPF – Two Phase Flow

TPX – Two Phase Loop Experiment

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina – Brasil

US – United States

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Tabela comparativa entre os valores reais e teóricos das bombas capilares de ranhuras
circunferenciais testadas.64

Tabela 2 – Quantidade de argônio (NCG) injetado no circuito.....70

Tabela 3 – Dados para cálculo do condensador.91

Resumo

Bombas capilares são dispositivos utilizados em circuitos de transferência de calor de dupla-fase com o objetivo de promover a circulação do fluido térmico entre condensador e evaporador. No presente trabalho são analisados o comportamento térmico e hidrodinâmico de bombas capilares de ranhuras circunferenciais, com o propósito de avaliar seu desempenho no transporte de calor, para aplicação em sistemas de controle térmico de satélites e estações orbitais. Cálculos teóricos são realizados para diferentes projetos de bomba capilar, visando a determinação da capacidade limite de transferência de calor e da temperatura de resfriamento requerida para o líquido na entrada da bomba capilar. Dados experimentais foram obtidos de um circuito de transferência de calor construído em laboratório e constituído basicamente de um evaporador, um condensador de tubos concêntricos, linhas de vapor e de líquido, um reservatório e equipamento complementar para aquisição de sinais e controle operacional do sistema. Foram realizados diferentes testes que possibilitaram analisar o comportamento térmico de partida, desempenho em condições de regime permanente, até a condição de potência máxima em que ocorre colapso da bomba capilar. Testes de reativação após seu colapso, bem como testes para verificar a influência de gases não condensáveis no interior do circuito foram realizados com sucesso. Resultados experimentais obtidos com bombas capilares de ranhuras circunferenciais foram também comparados com resultados obtidos de bombas capilares de estruturas porosas. Potências da ordem de 30 W e fluxos da ordem de 1,3 W/cm² foram medidos para ambas as bombas capilares, utilizando acetona como fluido de trabalho. Embora estruturas porosas possam responder por uma maior capacidade de bombeamento capilar, os testes realizados demonstraram um comportamento mais regular das bombas capilares de ranhuras circunferenciais, com a vantagem adicional de apresentarem pouca sensibilidade à presença de gases não condensáveis no circuito.

Abstract

Capillary pumps are devices used in two-phase heat transfer loops to displace the working fluid between the condenser and the evaporator. In the present work, the thermal and hydrodynamic behavior of circumferentially grooved capillary pumps are analyzed. The main objective is to evaluate their performance for application in orbital stations and satellite thermal control systems. Theoretical calculations are considered for different designs of capillary pumps, to determine the capillary limit and the required subcooling temperature to the inlet liquid of the capillary pump. Experimental data had been carried out in a capillary pumped loop test bed. It consists of one evaporator, one counterflow condenser, vapor and liquid lines, a reservoir and the data/control acquisition system. Different tests had been carried out to analyze the startup thermal behavior, steady state performance, the maximum heat load and the reprime capability of the capillary pumps. Tests had been also carried out to verify the influence of non-condensable gases inside the loop. The startup and the reprime capability of the loop were successful even in presence of non-condensable gases. The experimental results had been also compared with porous capillary pumps. Heat load up to 25W and heat flux up to 1,3 W/cm² were measure using acetone as working fluid. Although porous structures can answer for a higher capillary pumping pressure, tests had demonstrated a more uniform behavior of circumferentially grooved capillary pumps, with the additional advantage to have small influence of non-condensable gases.

1. Introdução

1.1. Generalidades

Tubos de calor têm encontrado grande aceitação no controle térmico de componentes eletrônicos em satélites de comunicação, sondas espaciais, estações orbitais e diversas aplicações industriais. Como circuitos convencionais de dupla fase, tubos de calor são capazes de transportar grandes quantidades de calor sob pequenas diferenças de temperatura e sem a necessidade da atuação de bombas mecânicas para a circulação do fluido de trabalho entre condensador e evaporador. Com o objetivo de se obter maior capacidade de bombeamento capilar e garantir uma mínima resistência ao fluxo de líquido, diversos tipos de estruturas capilares vêm sendo testados. Com esse objetivo, materiais sinterizados, telas ou simplesmente paredes ranhuradas têm sido utilizados como estrutura capilar. Artérias ou materiais compostos também têm se apresentado como soluções alternativas para maximizar a capacidade térmica dos tubos de calor.

No sentido de corresponder às necessidades de novos programas espaciais, a tecnologia de tubos de calor convencionais têm evoluído para circuitos de bombas capilares (CPL – Capillary Pumped Loop). Em comparação ao tubo de calor, o CPL tem a vantagem de operar com menores perdas de carga e, conseqüentemente, transportar maior quantidade de energia por longas distâncias. De fato, CPL's são construídos para substituir tubos de calor, ou circuitos convencionais de troca de calor de dupla fase, em aplicações espaciais que requeiram altas taxas de demanda térmica. Na sua forma mais simples, um CPL é constituído por uma ou mais bombas capilares, um condensador, um reservatório e linhas para transporte de líquido e de vapor. A Figura 1 mostra uma configuração típica de CPL para uso espacial, onde a bomba capilar se constitui no elemento mais importante do circuito e representa o evaporador e o condensador

aparece acoplado a uma placa radiadora, com a finalidade de rejeitar calor para o espaço. Amônia, propileno, acetona e Freon 11 (nome comercial do fluido refrigerante - triclóro flúor carbono - CFC_{13}) têm sido utilizados como fluidos de trabalho. Não há a necessidade de bomba mecânica. O fluido de trabalho é bombeado por força das tensões superficiais desenvolvidas por paredes finamente ranhuradas ou por material poroso localizado na bomba capilar. A capacidade de bombeamento capilar depende das propriedades físicas do fluido de trabalho e da estrutura capilar.

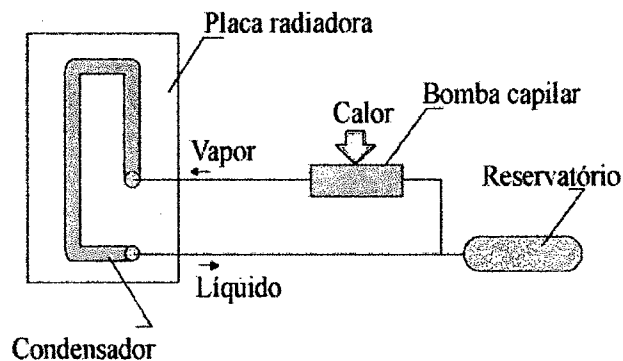


Figura 1 – Esquema de um CPL.

Ao contrário do tubo de calor, o CPL possui linhas de líquido e de vapor com paredes lisas, permitindo uma maior flexibilidade no desenvolvimento de projetos para gerenciamento térmico e menores perdas de carga. Atualmente, no sentido de torná-la confiável e competitiva, pesquisas prosseguem na expectativa de solucionar problemas ainda pendentes, em geral relacionados com a partida, com a presença de bolhas de vapor no canal de líquido, presença de gases não condensáveis e capacidade de recuperação das bombas capilares em caso de colapso.

1.2. Revisão Bibliográfica

A viabilidade das bombas capilares foi inicialmente demonstrada em 1966, em bancada experimental especialmente construída para operar com água como fluido de trabalho (Stenger, 1966). Entretanto, somente mais tarde, à partir da década de 80, novos esforços foram retomados nos Estados Unidos, quando bombas capilares foram efetivamente consideradas para aplicação espacial. A NASA/GSFC (National Aeronautics and Space Administration / Goddard Space Flight Center) e a OAO Corporation (Orbiting Astronomical Observatory Corporation) reiniciaram testes em bancadas experimentais, agora usando amônia como fluido de trabalho, com o objetivo de viabilizar seu uso em projetos avançados de satélites e estações espaciais. Os primeiros resultados foram publicados por Kroliczek et al. (1984), comprovando um desempenho satisfatório das bombas capilares e demonstrando a habilidade do circuito para operar com diferentes cargas térmicas. Desde então, diversos experimentos têm sido realizados, obtendo-se capacidades de transferência de calor de até 25 kW (Ku and Kroliczek, 1988). No sentido de operar com taxas maiores de transferência de calor, testes têm sido conduzidos inclusive no modo assistido por bombas mecânicas. Nessa condição, potências de até 50 kW, o equivalente a 300 kW/m^2 (30 W/cm^2) de fluxo de calor foram alcançadas com relativo êxito (Ku and Kroliczek, 1988). Visando atender altas capacidades Ku e Kroliczek (Ku, 1993) construíram um modelo experimental para demonstrar a praticabilidade de múltiplos evaporadores e condensadores em paralelo. Um modelo de engenharia foi construído com 8 evaporadores e 6 condensadores em paralelo, com linhas de líquido e de vapor de 10 metros. Fluxos de calor maiores que 15 W/cm^2 , utilizando amônia como fluido de trabalho, foram alcançados.

Em nível geral, diversos investigadores vêm se empenhando no estudo destes evaporadores, melhorando seus limites de operação e analisando seu comportamento térmico tanto no regime transiente como no permanente. A maioria dos evaporadores ensaiados até agora

utilizam bombas capilares construídas com elementos porosos de polietileno, e tubos de alumínio extrudados com ranhuras axiais de secção trapezoidal na sua parte interna (TAG – Trapezoidal Axial Grooves). Em geral, têm sido utilizadas estruturas porosas com tamanho de poro variando entre 10 e 15 μm , o que corresponde a uma pressão de bombeamento capilar da ordem de 3 kPa. Recentes avanços no desenho dos evaporadores têm resultado no emprego de estruturas capilares que tenham uma maior capacidade de bombeamento, um menor peso estrutural e um alto coeficiente de transferência de calor (Ku, 1993). Na Rússia, a investigação tem se orientado para projetos de circuitos de tubos calor (LHP – Loop Heat Pipes), ou para a construção de bombas capilares capazes de produzir alta pressão de bombeamento capilar. O LHP é similar ao CPL, com a diferença de que não possui reservatório e sim uma câmara de compensação localizada junto à própria bomba capilar. Na Figura 2 é mostrado o esquema de um LHP, onde Q_{IN} é o calor entregue ao evaporador, Q_{C} é o calor rejeitado no condensador, Q_{SC} o calor rejeitado no subresfriamento do líquido e Q_{A} o calor que a câmara de compensação rejeita para poder recondensar parte do líquido ali presente. Níquel e titânio sinterizado com tamanhos de poros da ordem de 15 μm têm sido inicialmente utilizados como estrutura capilar (Maidanik et al., 1991). Nesse caso específico, os testes foram realizados no satélite “GRANAT” em dezembro de 1989, transferindo cerca de 40 a 50 W, o equivalente a 6,5 W/cm². O bom desempenho verificado nos testes tem garantido a utilização de LHP’s como elementos para controle térmico já a partir de 1994, inicialmente no veículo espacial “OBZOR” (Goncharov et al., 1995). Projetos mais recentes envolvem a utilização de estruturas capilares já disponíveis comercialmente nos EUA e Rússia, com porosidade da ordem de 50 % e tamanhos de poros entre 1 e 10 μm (ver Khrustalev, 1999 e Phillips, 1999). Nestas condições, pressões de bombeamento capilar na faixa de 10 a 15 kPa podem ser obtidas, utilizando-se amônia como fluido de trabalho. Em particular, seguindo programa proposto pela ESA (European Space Agency) e reunindo esforços conjuntos de alguns países da Europa, foi também testado o TPX (Two-Phase Loop Experiment) em condições de

gravidade reduzida, com primeiros resultados obtidos em fevereiro de 1994, para um CPL envolvendo duas bombas capilares em paralelo e 3 condensadores em série, com potência máxima de 200 W, usando amônia como fluido de trabalho (Delil et al., 1994). Baterias próprias foram utilizadas para alimentar o experimento. Estudos prosseguem agora com nova configuração envolvendo novos testes com as duas bombas capilares, apenas um condensador e a instalação de dispositivos auxiliares para garantir a partida do sistema (Figus et al., 1999).

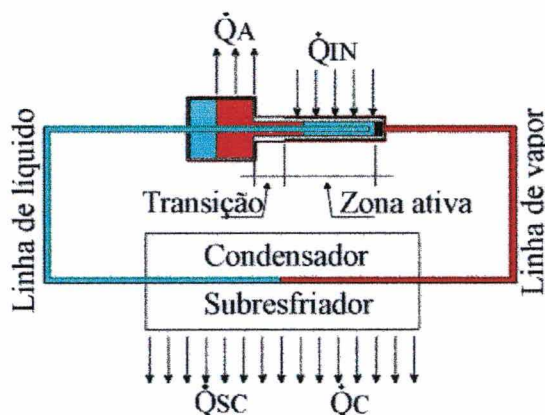


Figura 2 – Circuito de tubos de calor (LHP - Loop Heat Pipe).

Os testes em microgravidade complementam trabalhos desenvolvidos em laboratório e foram iniciados a partir de 1985. O primeiro experimento a voar foi o CPL1, acondicionado de forma independente (GAS - Get Away Special) na “Space Shuttle”, lançado em junho de 1985. O CPL1 consistiu de 2 evaporadores de 0,15 m, com capacidade para transportar a potência de 200 W. Da mesma forma que no TPX, a potência foi fornecida por baterias especiais. Mais tarde, o mesmo CPL1 foi embarcado na SS US Hitchhiker Carrier System em janeiro de 1986, agora com potência fornecida pelos geradores da própria “Space Shuttle”. Outros experimentos testados nos anos subsequentes também utilizaram potência da “Space Shuttle”. O CAPL1 foi embarcado na STS-60 (Space Transportation System) em fevereiro de 1994, o CAPL2 em setembro de 1995 na STS-69, o TPF (Two Phase Flow) em agosto de 1997 na SS Discovery STS-85 (Nienberg and Antoniuk, 1999) e o LHP (Loop Heat Pipe) em dezembro de 1997. O

TPF tem voo reprogramado para final de 1999, agora com bomba de partida e se chamará CCQ (Chemistry CPL Qualification).

Além de buscar soluções que demonstrem alta capacidade de bombeamento capilar, existe a preocupação permanente de evitar situações de colapso ou secagem (dry-out), de ocorrência comum, tanto na partida (start-up), como em operação normal do circuito, em caso de cargas térmicas bruscas aplicadas eventualmente no evaporador. Um circuito de bomba capilar não pode desempenhar suas funções previamente especificadas no projeto, até que sua operação seja efetivamente iniciada com êxito. De certo, especificamente para o caso de estruturas porosas, têm ocorrido problemas com o deslocamento inicial de líquido no interior do circuito, na maioria das vezes conduzindo o circuito ao colapso. Trabalhos vem sendo realizados no contexto de solucionar tal problema, redimensionando a bomba capilar ou introduzindo novos elementos que correspondam plenamente com partidas bem sucedidas do sistema. Testes realizados com múltiplos evaporadores em paralelo por Ku e Hoang (Ku and Hoang, 1997B) demonstraram que o posicionamento de múltiplas bombas em paralelo dificulta o processo de partida. A opção por vários evaporadores torna mais difícil a partida do CPL. Resultados apresentados anteriormente por Cullimore (1991) já apontavam para a necessidade de um aquecimento controlado de cada evaporador, sugerindo a realização de novos estudos. Para isso, foi montado um experimento com 4 bombas de alumínio em paralelo de polietileno e tubos com ranhuras axiais trapezoidais do tipo TAG-54. Todas as bombas possuíam armadilhas para NCG (Non-Condensable Gases – Gases Não-Condensáveis) e isoladores nas linhas de líquido. O fluido de trabalho utilizado foi a amônia. Os resultados dos testes demonstraram também que um tubo em forma de baioneta colocado no interior das bombas favorece a partida. Para o sistema entrar em colapso, a diferença de pressão devia ser cerca de 30% maior que o valor teórico da pressão de bombeamento capilar. Todas as bombas funcionaram bem e aceitaram variações bruscas de potência sem entrar em colapso.

O experimento referente ao CAPL2, realizado na “Space Shuttle” STS-69 em 1995, foi bem sucedido em 11 testes de partida, alcançando pressões de bombeamento capilar de até 4kPa, pouco acima da pressão de bombeamento capilar teórica (Ku and Hoang, 1997A).

Diversos outros testes em situação de microgravidade foram realizados. Em fevereiro de 1997, o CCPL criogênico de 500 W foi embarcado no HST Orbital Systems, com a finalidade de refrigerar NICMOS (Near Infrared Camera and Multi Object Spectrometer) colocadas no Telescópio Hubble (Buchko, 1999). Os CPL's criogênicos são projetados para operar com nitrogênio, entre temperaturas de 80 e 110 K com uma dissipação de potência de 0,5 a 12 W, ou neon, que trabalha entre 35 e 40 K e pode dissipar de 0,25 a 3,5 W. Testes em microgravidade também foram realizados com o CCPL5 na SS STS-95 em outubro de 1998, pelo projeto CRYOTSU (Cryogenic Thermal Storage Unit). Nesse caso, foi construído um CPL de Nitrogênio, para operar entre 75 e 110 K e transportar potências de até 0,5 W (Ku et al., 1999).

O CAPL3 está programado para voar no final do ano 2000, como parte integrante da Hitchhiker Experiment Advancing Technology (HEAT), por iniciativa da GSFC (Goddard Space Flight Center) em convênio com o NRL (Naval Research Laboratory), ligados à NASA e o Departamento de Defesa dos Estados Unidos, respectivamente. O CAPL3 consiste de 4 evaporadores em paralelo e uma bomba de partida, com 8 condensadores também em paralelo, um regulador de fluxo, um regulador de pressão de retorno e um reservatório. O experimento será testado com amônia e está previsto para operar com potências entre 100 e 1400W (Ottenstein, 1999).

CPL's são a base de projeto para as missões EOS (Earth Observing System). O CAPL2 é um exemplo deste modelo e possui seis circuitos, sendo 3 redundantes. Está em uso a 3 anos em laboratório para verificação da sua vida útil e será lançado em julho de 1999. Um novo projeto deverá possuir 5 circuitos, 4 para os instrumentos, sendo 2 redundantes e um para o “cryocooler” do NICMOS, com previsão para ser lançado no final do ano 2000.

Trabalhos vêm sendo também realizados pela França. Testes estão programados também sob microgravidade com CPL's de alto desempenho (HPCPL – High Performance Capillary Pumped Loop), com tecnologia da SABCA (Bélgica). O STENTOR (Satellite de Télécommunication pour l'Expérimentation de Nouvelles Technologies en Orbite) será lançado no ano 2000, consistindo de um CPL de múltiplos evaporadores e condensadores, para operar com amônia a 30°C (Tjiptahardja et al., 1999).

Novas configurações e novos materiais continuam sendo desenvolvidos em laboratório, no esforço conjunto para o desenvolvimento de sistemas confiáveis e capazes de produzir maiores pressões de bombeamento capilar. Khrustalev (1999) propõe a sinterização de elementos porosos diretamente no interior dos tubos. Resultados da ordem de 150 W foram obtidos a 75°C, com um LHP de cobre/água, apresentando tamanho de poros entre 1 e 3 μm e inclinação evaporador/condensador de 20 mm. Kim and Hoang (1999) testaram um sistema híbrido CPL/LHP com evaporadores de níquel sinterizado com diâmetros de poros de 1 μm . Figus and Supper (1999) estudam o desenvolvimento de um novo reservatório capaz de trabalhar em terra e em condições de gravidade.

LHP's vêm se apresentando como uma alternativa confiável para aplicação no controle térmico de satélites e sondas espaciais, mas não têm possibilitado o uso de múltiplos evaporadores (Butler, 1999). A diferença do LHP é que este tolera a presença de bolhas de vapor e também de NCG no canal de líquido do elemento poroso, porque possui uma ligação capilar direta com a câmara de compensação, situada dentro da própria bomba. Com isso o LHP não apresenta problemas de secagem como o CPL. Adicionalmente, a operação pode ser iniciada sem a necessidade de procedimentos complementares de pressurização do circuito, com líquido proveniente do reservatório, como ocorre com o CPL (Hoang, 1999).

LHP's são a base do controle térmico dos satélites de comunicação e estarão presentes em três missões da NASA, utilizando propileno como fluido de trabalho. Dois testes foram

conduzidos pela Swales, como parte de um experimento na STS-94, juntamente com o CRYOFD em abril e junho de 1997. Em novembro do mesmo ano, um terceiro LHP foi também testado pela Dynatherm (Butler, 1999). Mais recentemente, um novo LHP foi construído para operar com amônia, na faixa de -20 a 10°C e potências variáveis entre 0 e 800W para validar resultados teóricos (Wrenn, 1999). Novos projetos que envolvem a utilização de LHP's estão programados para 2001 na EOS-CHEM, atendendo necessidades de controle térmico do GLAS (Geoscience Laser Altimeter System). Os LHP's foram já testados em laboratório do GSFC, utilizando propileno para atender baixas temperaturas. Da mesma forma, LHP's estão programados para voar na EOS-CHEM em 2002, para controle do TES (Tropospheric Emission Spectrometer), utilizando propileno como fluido de trabalho a -96°C . Aplicações futuras estão previstas também para as próximas gerações do GOES (Geosynchronous Operational Environmental Satellites). Seis LHP's, incluindo-se 3 redundantes, controlarão o "star-track", os aparelhos eletrônicos e os instrumentos dos satélites. Recomendações para futuros projetos incluem a miniaturização dos sistemas de dupla fase, o desenvolvimento de bombas capilares com elementos porosos metálicos para os CPL's e o aprimoramento dos circuitos criogênicos utilizando Neon (35 a 40K) e Hélio (2 a 4K) para os próximos NGST (Next Generation Space Telescope).

Trabalhos foram também iniciados com a utilização de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Primeiras atividades foram desenvolvidas no IKE – Universidade de Stuttgart, Alemanha (Bazzo et al., 1993). Ensaios foram realizados tanto no modo capilar, como no modo assistido por bomba mecânica, utilizando Freon 11 como fluido de trabalho. No modo capilar, os resultados mostraram fluxos de calor da ordem de até 12 kW/m^2 ($1,2\text{ W/cm}^2$), valores estes calculados com base na superfície interna da bomba capilar igual a $0,0025\text{ m}^2$, fluxos de calor da ordem de 10 a 12 kW/m^2 foram alcançados com coeficientes de troca de calor estimados entre 1200 e $2500\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (Bazzo et al., 1994). No modo assistido, a instalação de uma bomba mecânica no circuito de bomba capilar permitiu alcançar fluxos de calor de até 28 kW/m^2 . Os

testes foram conduzidos com o condensador na posição vertical, posicionado de modo a compensar perdas de carga no interior do circuito. De fato, a possibilidade de ajuste de posição do condensador foi também importante para compensar a existência de interstícios junto à parede ranhurada das bombas capilares fazendo conexão entre os canais de líquido e de vapor e, por isso, reduzindo sensivelmente a capacidade de bombeamento capilar. As pressões de bombeamento capilar máximas alcançadas ficaram entre 1 e 2,4 kPa (Bazzo, 1996A). Mais tarde, trabalhos foram também conduzidos com bombas capilares de ranhuras circunferenciais de secção triangular, nesse caso já com o condensador no plano horizontal. De acordo com resultados experimentais, a utilização desse tipo de bomba também produz resultados satisfatórios, cerca de $1,04 \text{ W/cm}^2$, mas com o inconveniente de atingir o colapso muito mais facilmente que as bomba de ranhuras circunferenciais de secção retangular (Teles, 1996).

Na UFSC, trabalhos teóricos e experimentais foram iniciados em 1994, dando seqüência aos trabalhos já realizados no IKE, com bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Artigo publicado por Bazzo et al. (1999) apresenta análise do comportamento do CPL, apontando para problemas relacionados com a partida e, principalmente, com a presença de interstícios no interior da bomba capilar. Estes interstícios são decorrentes de irregularidades na superfície interna do tubo ocasionados pela ferramenta de corte durante o processo de usinagem das ranhuras.

Na expectativa de minimizar a presença destes interstícios, novas bombas capilares com diferentes configurações internas são fabricadas e novos testes utilizando acetona como fluido de trabalho são realizados. Testes de partida, regime permanente, presença de gases não condensáveis, assim como testes para verificação do retorno da condição de colapso das bombas capilares de ranhuras circunferenciais e um teste de bolhas para revelar a real pressão de bombeamento capilar destas bombas constituem a parte experimental deste trabalho. Como

atividade complementar uma comparação entre bombas capilares de ranhuras circunferenciais e bombas capilares de elementos porosos também foi considerada neste trabalho.

Na parte teórica deste trabalho, o desempenho das bombas capilares de ranhuras circunferenciais é analisado de modo a encontrar seus limites capilares e pressões de bombeamento teóricas. Em outra parte deste texto, realiza-se um estudo sobre o aquecimento do fluido de trabalho dentro do canal de líquido da bomba capilar.

Os dois primeiros capítulos são reservados para descrever o princípio de funcionamento e uma revisão bibliográfica sobre bombas capilares. No capítulo 3 é apresentada a formulação teórica relativa às bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Neste mesmo capítulo, resultados teóricos são apresentados e discutidos. No capítulo 4 é apresentada a bancada experimental, juntamente com os procedimentos utilizados para a realização dos testes. A apresentação e análise dos resultados experimentais encontra-se no capítulo 5. Maiores detalhes relativos à montagem da bancada experimental, bem como testes com bombas capilares de elementos porosos são apresentadas em anexo.

2. Descrição das Bombas Capilares

2.1. Generalidades

Bombas capilares são dispositivos utilizados em circuitos de transferência de calor de dupla-fase em substituição às bombas mecânicas, para movimentação do fluido de trabalho. Circuitos de transferência de calor de dupla fase representam uma importante alternativa em projetos de refrigeração, por envolver altas taxas de transferência de calor por evaporação e por condensação. O sistema tem capacidade para transferir calor mesmo por longas distâncias e pequenas diferenças de temperaturas entre evaporador e condensador. Refrigeradores, criostatos, tubos de calor e circuitos de bombas capilares são sistemas que envolvem transferência de calor com mudança de fase. Em comparação com sistemas monofásicos, circuitos de dupla fase são mais compactos, apresentam menores perdas de potência e operam com maiores coeficientes de troca térmica. Nesses casos, os coeficientes de troca de calor por ebulição/condensação são significativamente maiores que os coeficientes de convecção apresentados pelos sistemas monofásicos. No caso de convecção natural, trocadores de calor envolvendo água como fluido de trabalho apresentam coeficientes entre 0,02 e 0,10 kW/m².K. Para convecção forçada, o coeficiente sobe para valores entre 0,05 e 10 kW/m².K. Já para circuitos de dupla fase, valores entre 3 e 100 kW/m².K são encontrados (Stoecker, 1985). No caso específico da bomba capilar, há vantagens adicionais relacionadas com seu peso estrutural e completa ausência de vibrações, tornando-a uma importante alternativa para aplicações espaciais. Circuitos de transferência de calor assistidas por bombas capilares não necessitam de bombas mecânicas para movimentação do fluido de trabalho e, portanto, não necessitam de potência elétrica auxiliar para funcionarem.

2.2. Estruturas Capilares

Em geral a bomba capilar consiste de um tubo ou placa plana associada a uma estrutura capilar, que promova força suficiente para o deslocamento do líquido e do vapor no interior do circuito. Vários tipos de materiais têm sido testados para atuar como estrutura capilar, incluindo-se fibras de alumina/sílica, Teflon ou plástico poroso, fibras de quartzo, titânio e pó de níquel sinterizado. Somente materiais porosos ou paredes finamente ranhuradas têm capacidade para superar as perdas de carga e promover a circulação do fluido no interior do circuito. Atualmente, as pesquisas estão direcionadas para bombas capilares constituídas por elementos porosos ou tubos com paredes internas circunferencialmente ranhuradas.

2.2.1. Elementos Porosos

Os elementos porosos são geralmente constituídos de plástico poroso ou de metal sinterizado. A porosidade e o tamanho efetivo de poro determinam a capacidade de bombeamento da bomba capilar. Nos Estados Unidos, polietileno de alta densidade com tamanho de poros variável entre 10 e 15 μm vem sendo correntemente utilizado como estrutura capilar. Nessas condições, usando amônia como fluido de trabalho, pressões de bombeamento capilar de até 4 kPa foram medidas (Ku, 1993). Trabalhos têm sido realizados também com Teflon, obtendo-se pressões de bombeamento de até 17 kPa e permeabilidade de 10^{-13} m^2 . Material cerâmico, níquel e titânio também têm sido utilizados como estrutura capilar (Maidanik et al., 1991). Na Europa, pó de níquel sinterizado vem sendo empregado desde 1991, com porosidade da ordem de 60% e tamanho de poros entre 1 e 10 μm , o que pode corresponder a pressões de bombeamento de até 50 kPa (Maidanik et al., 1991). Trabalhos recentemente

iniciados na UFSC com níquel sinterizado, têm resultado na fabricação de elementos com porosidade da ordem de 50% e tamanho de poros na faixa de 2 a 24 μm . Nessas condições, pressões de bombeamento capilar de até 4 kPa foram medidas, usando acetona como fluido de trabalho (Reimbrecht et al., 1998). Elementos porosos têm sido adotados como estrutura capilar, por apresentarem maior capacidade para superar as perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito. Apesar da maior pressão de bombeamento capilar, elementos porosos têm enfrentado dificuldades operacionais, no tocante à presença de bolhas de vapor ou gases não condensáveis (NCG – Non-Condensable Gases). Bolhas de vapor ou NCG podem bloquear a passagem de líquido através da estrutura porosa, levando a bomba capilar ao colapso. Adicionalmente, bombas capilares de elementos porosos são de difícil recuperação após a condição de colapso. Na Figura 3 é mostrado um esquema de uma bomba capilar de elemento poroso. O elemento poroso é inserido no interior de um tubo axialmente ranhurado, de modo a propiciar a movimentação do fluido de trabalho no interior do CPL. Calor é aplicado na superfície externa da bomba capilar, promovendo evaporação do fluido térmico. Líquido proveniente do condensador é bombeado pela estrutura capilar, se deslocando radialmente do centro para a interface entre elemento poroso e parede interna do tubo. Na interface, dependendo do diâmetro e do tipo de tubo utilizado, um número de 15 a 30 ranhuras axiais conduzem o vapor até a linha de vapor, de volta ao condensador.

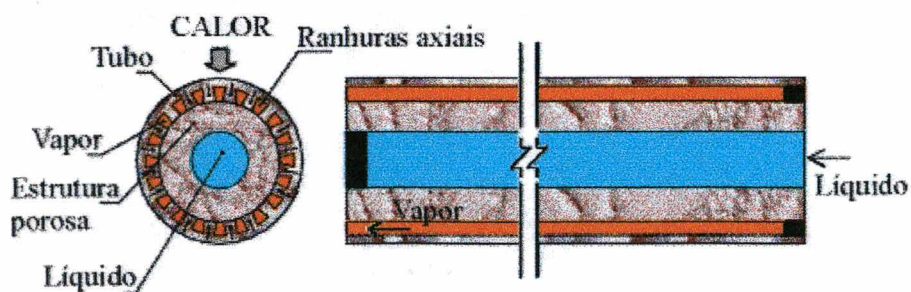


Figura 3 – Esquema da bomba capilar de elemento poroso.

2.2.2. Paredes Ranhuradas

Ranhuras circunferenciais podem ser usinadas no interior de tubos lisos, nas condições requeridas para garantir o trabalho de bombeamento do fluido térmico no interior do CPL. A geometria e o espaçamento das ranhuras determinam a capacidade de bombeamento capilar. Trabalhos iniciados na Europa, utilizando tubos de alumínio com ranhuras internas circunferenciais retangulares e triangulares, com dimensões da ordem de 35 μm e espaçamento de 220 μm , demonstraram bom desempenho da bomba capilar, alcançando pressões de bombeamento de até 1 kPa (Bazzo, 1996A; Teles, 1996). Nesse caso, uma régua divisória é introduzida no interior do tubo para separação dos canais de líquido e vapor. Na Figura 4 é mostrado em cortes transversal e longitudinal o esquema da bomba capilar de ranhuras circunferenciais utilizada no presente trabalho. Testes preliminares mostram que a presença de bolhas de vapor ou de NCG não é tão prejudicial quanto nas bombas de elementos porosos, já que com esta configuração, a bolha fica acondicionada no centro do canal de líquido, ainda assim permitindo uma alimentação contínua de líquido para a superfície ranhurada (ver Figura 5). Por outro lado, ranhuras possuem capacidades de bombeamento inferiores aos elementos porosos, de até 2 kPa, visto que suas dimensões são maiores do que o tamanho efetivo de poros encontrados no polietileno, níquel sinterizado e outros materiais utilizados. Em termos práticos, o problema maior é a presença de interstícios entre a régua e parede interna do tubo ranhurado. A presença de interstícios reduz significativamente a pressão de bombeamento capilar e esse problema precisa ser solucionado.

Da mesma forma descrita anteriormente, calor é aplicado na superfície exterior da bomba capilar, provocando a evaporação do fluido de trabalho. Líquido proveniente do condensador se desloca pelas ranhuras circunferenciais, por meio das forças de tensões superficiais, até o canal de vapor, por onde este é conduzido de volta ao condensador.

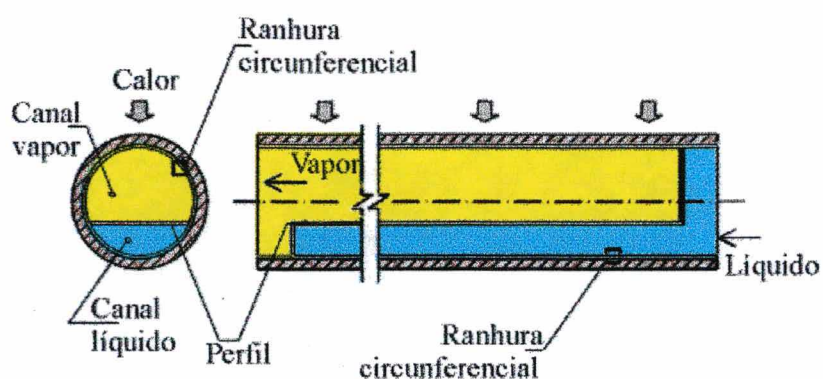


Figura 4 – Configuração interna das bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

Outros tipos de bombas capilares com ranhuras circunferenciais podem ser encontradas. Esse é o caso das bombas capilares construídas com tubos de calor do tipo “Monogroove” (ver Figura 6). Entretanto, este tipo de bomba capilar não apresenta uma pressão de bombeamento satisfatória, por apresentar ranhuras circunferenciais muito largas, fazendo com que não seja utilizado.

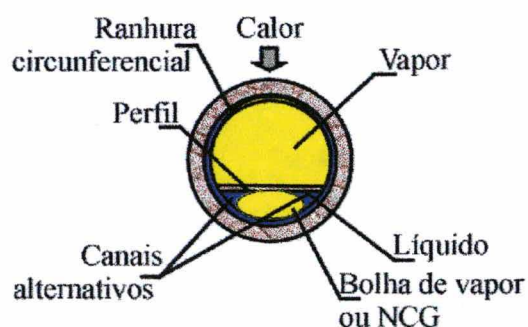


Figura 5 – Representação esquemática da presença de bolhas de vapor ou NCG, no canal de alimentação da bomba capilar.

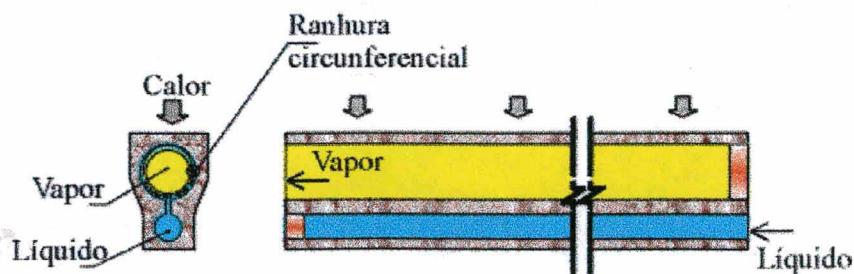


Figura 6 – Bomba capilar do tipo monogroove.

2.3. Descrição do Circuito de Bomba Capilar

Circuitos de bombas capilares são sistemas bifásicos projetados para transferir calor sob pequenas diferenças de temperatura. São constituídos por evaporadores, condensadores, um reservatório e por linhas para transporte do líquido e do vapor. O reservatório serve para controlar a temperatura de operação e a quantidade de líquido presente no interior do circuito. As bombas capilares são instaladas nos evaporadores. O fluido de trabalho é circulado por ação das forças de tensão superficial desenvolvidas nas bombas capilares. Ao receber calor na estrutura capilar, o líquido evapora e se desloca ao longo das linhas de vapor, de volta ao condensador. Uma maior ou menor força de tensão superficial vai depender da estrutura capilar e da escolha do fluido de trabalho. Os circuitos de bombas capilares têm por objetivo principal gerenciar termicamente painéis de componentes eletrônicos, transportando calor para ambientes a temperaturas mais baixas. Não há a necessidade de bombas mecânicas para movimentação do fluido de trabalho, não necessitam de potência elétrica auxiliar para funcionarem e estão livres de vibrações. Há necessidade apenas de pequena potência elétrica para controle do reservatório. A simples instalação de um reservatório irá permitir o controle da pressão de operação do CPL. Isto é, independentemente de variações na carga térmica, a temperatura de operação permanece praticamente constante, ou seja, em regime isotérmico. Em comparação com o tubo de calor, o CPL é mais flexível, podendo ser montado com tubos de menor diâmetro, envolvendo menos massa estrutural e maior taxa de transferência de calor por longas distâncias, até o limite de sua capacidade de bombeamento capilar. A estrutura capilar é requerida somente no evaporador. As linhas de líquido e de vapor têm paredes lisas. O condensador pode ser projetado também com tubos lisos e, qualquer que seja a concepção adotada, deverá apresentar perdas de carga equivalentes as de trocadores de calor convencionais. A necessidade de superar perdas de carga

associadas ao efeito gravitacional indica que o CPL trabalha melhor em condições de microgravidade.

O projeto básico do CPL pode considerar a presença de uma ou de várias bombas capilares no evaporador. Na Figura 7 é mostrado a foto do CPL projetado e construído para ser testado na UFSC com apenas uma bomba capilar. Em termos gerais, amônia, propileno, helio, neon, nitrogênio e acetona vêm sendo utilizados como fluidos de trabalho. Como ocorre na maioria dos casos, a potência máxima do CPL é limitada pela capacidade de bombeamento máximo das bombas capilares.



Figura 7 – Bancada experimental.

3. Formulação do Problema e Modelação Matemática

3.1. Formulação do Problema

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais têm basicamente apresentado problemas relacionados com a presença de bolhas de vapor no canal de alimentação de líquido e com a capacidade de bombeamento capilar entre condensador e evaporador. Conforme mencionado anteriormente, não há necessidade de bombeamento mecânico. Este bombeamento é realizado pelas ranhuras, que succionam o líquido do condensador até o evaporador. Entretanto, os circuitos de bombas capilares possuem algumas restrições quanto à potência transportada. Dependendo da potência transferida, a bomba capilar pode ter sua operação comprometida devido à secagem das ranhuras e conseqüente corte no fluxo de líquido proveniente do condensador. Isto ocorre quando a perda de carga ultrapassa a pressão de bombeamento capilar, levando a bomba ao colapso (dry-out). Este limite é conhecido como limite capilar. Dependendo das condições operacionais, outros fatores limitantes devem ser considerados, tais como o processo de ebulição, o limite viscoso e o limite sônico (Peterson, 1994 e Faghri, 1995). Esta literatura apresenta ainda outros limites, mas dificilmente encontrados em casos reais de operação das bombas capilares, podendo-se citar problemas relativos ao efeito de arraste, à pressão de vapor, início de operação criogênica e transferência de calor no condensador. No caso presente, para bombas capilares de ranhuras circunferenciais, utilizando acetona ou amônia como fluido de trabalho, o mais importante deles é o limite capilar. Em casos onde se encontram grandes taxas de transferência de calor, também se é possível ultrapassar os limites por ebulição. O limite por ebulição não é considerado neste trabalho. Não há na literatura correlações que estimem o limite por ebulição para superfícies ranhuradas especificamente para tubos de calor ou bombas capilares. Entretanto, resultados grosseiros podem ser encontrados usando as correlações

de Monde et al. (1982). No caso, resultados já publicados por Bazzo et al. (1996B) apontam para valores na faixa de 26 a 39kW/m². Assumindo-se os parâmetros geométricos mostrados na Figura 16, valores entre 50 e 90W/cm são encontrados. Devido à incerteza nos valores calculados por este método, investigações posteriores são requeridas. De qualquer forma, para ranhuras com largura inferior a 50 μm e perfil interno posicionado abaixo de $\psi = -30^\circ$ ($\phi = 30^\circ$, ver Figura 8), o problema está relacionado ao limite capilar.

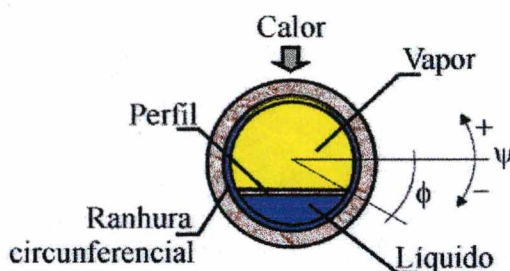


Figura 8 – Esquema mostrando o posicionamento do perfil interno da bomba capilar.

A metodologia de cálculo apresentada neste capítulo leva em conta apenas o limite capilar para a determinação da capacidade limite de transferência de calor. No sentido de melhor entender o desempenho das bombas capilares, cálculos teóricos são também apresentados, para analisar problemas inerentes à presença de bolhas de vapor no canal de líquido.

Na bomba capilar de ranhuras circunferenciais, é importante o conhecimento da sua geometria como mostrado na Figura 9, onde w é a largura da ranhura, δ é a profundidade da ranhura, 2β é o ângulo de abertura das ranhuras, a é o passo das ranhuras, r_i é o raio interno da bomba capilar, R_1 é o menor raio do menisco, θ é o ângulo de contato e y é a posição do menisco a partir da superfície interna do tubo. Com base nestes dados, pode-se então calcular com certa precisão a pressão de bombeamento capilar, o seu limite capilar e, finalmente, a capacidade de transferência de calor do CPL. Da mesma forma, pode-se calcular quanto de calor está sendo

entregue para o canal de líquido e a conseqüente formação de bolhas que poderão reduzir sensivelmente a capacidade de bombeamento da bomba capilar.

Em termos práticos, a pressão de bombeamento capilar calculada com base apenas na geometria das ranhuras é teórica, pois não leva em conta a presença de interstícios entre o perfil e a parede ranhurada. O valor real deve e foi medido em laboratório através do teste das bolhas (ver Apêndice B).

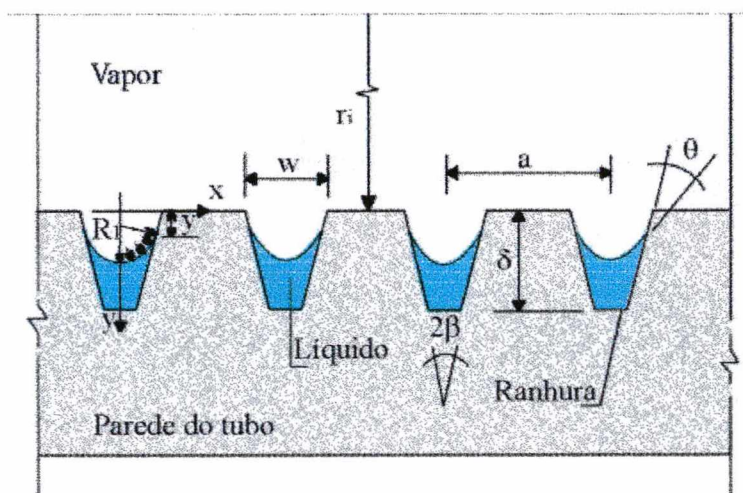


Figura 9 – Parâmetros geométricos da bomba capilar.

3.2. Limite Capilar

O limite capilar deve determinar a capacidade máxima de transporte de calor no momento em que:

$$p_{cm} - \Delta p_{cp} - \Delta p_{loop} = 0 \quad (1)$$

onde p_{cm} é a máxima pressão de bombeamento capilar, Δp_{cp} é a queda de pressão dentro da bomba capilar e Δp_{loop} é a queda de pressão ao longo do circuito. Teoricamente, a máxima pressão de bombeamento capilar é dada por:

$$p_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (2)$$

onde σ é a tensão superficial do fluido de trabalho e r_c é o raio efetivo de capilaridade da ranhura. É sempre importante lembrar que, no caso de existência de interstícios, o valor real de p_{cm} deve ser medido em laboratório. No caso ideal não há interstícios e o raio efetivo de capilaridade pode ser calculado, segundo a formulação descrita em Bazzo (1996A), por:

$$r_c = 2 \cdot \frac{\cos \beta}{1 - \sin \beta} \cdot \left(\frac{w}{2} - \delta \cdot \tan \beta \right) \quad (3)$$

onde β é o ângulo metade da abertura da ranhura, δ é a profundidade da ranhura e w é a largura da ranhura.

O calor transferido para as ranhuras por unidade de comprimento é dada por:

$$q' = \frac{3}{4} \frac{a}{\pi r_i L} q_t \quad (4)$$

onde a é o espaçamento entre as ranhuras, L é o comprimento útil do tubo, r_i é o raio interno, e q_t é a quantidade total de calor aplicado na bomba capilar, para o caso específico em que o perfil interno está posicionado em $\phi = 30^\circ$ (Bazzo, 1996A).

O fluxo de massa ao longo da ranhura diminui devido ao processo de evaporação do fluido térmico, com a hipótese de variação linear ao longo da ranhura e condição de secagem no topo ($\psi = \pi/2$), e é calculado por:

$$\dot{m} = \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) r_i \frac{q'}{\Delta h} \quad (5)$$

onde ψ representa a posição na ranhura e Δh a diferença de entalpia. A variável ψ tem origem junto ao perfil interno da bomba capilar, sendo neste ponto igual a ψ_0 . Para as configurações estudadas no presente trabalho, ψ_0 assume valores iguais a $-\pi/12$ ($\phi=15^\circ$), $-\pi/6$ ($\phi=30^\circ$) ou $-\pi/4$ ($\phi=45^\circ$). Por sua vez, a diferença de entalpia Δh compreende o valor do calor latente de vaporização (h_{fg}) e o ganho de calor sensível, ou seja:

$$\Delta h = h_{fg} + c_{p1}(T_v - T_l) \quad (6)$$

onde c_{p1} é o calor sensível do líquido, T_v e T_l são as temperaturas do vapor e líquido respectivamente.

Se a perda de carga ao longo do circuito não for considerada, a pressão do líquido em $\psi=\psi_0$ será igual à pressão do vapor. Caso esta perda de carga seja diferente de zero, a pressão do líquido no mesmo ponto será menor que a pressão do vapor e igual a:

$$p_l(\psi = \psi_0) = p_v - \Delta p_{loop} \quad (7)$$

onde p_v é assumido igual à pressão de saturação como função da temperatura de operação do circuito, controlada através do reservatório. Conforme mostrado na Figura 10, p_v é a pressão de vapor dentro do canal de vapor e $p_l(\psi)$ é a pressão do líquido dentro do canal de líquido da bomba capilar. Na Eq. (7) o termo Δp_{loop} é calculado utilizando correlações existentes disponíveis na literatura (Fox and McDonald, 1988). Na Eq. (1), o termo Δp_{cp} é calculado considerando as características geométricas da estrutura capilar, o fluxo de massa (\dot{m}), velocidade do líquido (v), área da secção transversal (A), ângulo de contato do menisco (θ), raio

do menisco (R_1), e a posição do menisco desde a superfície interna do tubo (y), ao longo do comprimento da bomba capilar (ver Figura 10).

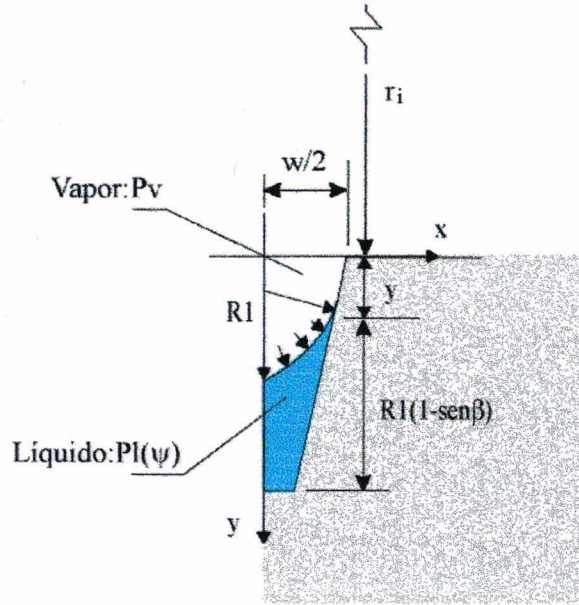


Figura 10 – Esquema da metade da ranhura e parâmetros principais.

As perdas de carga nas ranhuras da bomba capilar são calculadas com base no modelo proposto por Bazzo (1996A), onde de acordo com a equação de Navier-Stokes, a queda de pressão ao longo de uma única ranhura é calculada levando-se em conta a equação:

$$\frac{\partial}{\partial \psi} (p_1 \cdot A) = -\rho_1 \cdot g \cdot A \cdot r_i \cdot \cos \psi - 4 \cdot f \cdot \frac{r_i}{d_h} \cdot A \cdot \frac{\rho_1 \cdot v^2}{2} - \frac{1}{\rho_1} \left[r_i \frac{q'}{\Delta h} \right]^2 \frac{\partial}{\partial \psi} \left(\frac{1}{A} \phi_0^2 \right) \quad (8)$$

onde v é a velocidade, ρ_1 é a massa específica, g é a aceleração da gravidade, f é o fator de atrito, d_h é o diâmetro hidráulico referente à seção transversal de líquido ao longo da ranhura, ϕ_0 é um coeficiente angular e vale $(\frac{\pi}{2} - \psi)$. Olhando o lado direito da Eq. (8), o primeiro termo representa o efeito da gravidade e o segundo termo representa as forças viscosas. Em geral o terceiro termo, representando efeitos inerciais, é relativamente pequeno e poderia ser desprezado.

A queda de pressão ao longo do canal de líquido e de vapor dentro da bomba capilar são negligenciados.

A pressão do líquido diminui na medida em que avança ao longo da ranhura, devido à perda de carga. Como consequência, forçado pela pressão maior do vapor, o menisco recua até um novo valor de R_1 , que corresponda ao novo equilíbrio governado pela equação de Young-Laplace (ver Peterson, 1994), como mostrada no Apêndice B. No caso, a influência do raio interno do tubo é muito pequena e é negligenciada ($r_i \gg R_1$). Na medida em que líquido avança até o final da ranhura ($\psi = \pi/2$), R_1 diminui até o limite em que $2R_1$ se iguala ao raio efetivo r_c . O valor de R_1 é calculado por:

$$R_1(\psi) = \frac{\sigma}{p_v - p_l(\psi)} \quad (9)$$

Para cada valor de ψ , a posição do menisco relativamente ao topo da ranhura pode ser calculada por:

$$y = \left[\delta - \frac{r_c}{2}(1 - \sin \beta) \right] \left[\frac{2R_1 \cos \beta - w}{r_c \cos \beta - w} \right] \quad (10)$$

Para pequenas potências $y = 0$. Não há recuo do menisco e o ângulo formado com a parede da ranhura θ é dado por

$$\theta = \arccos \left(\frac{w}{2R_1} - \beta \right) \quad (11)$$

A partir do instante em que $R_1 \cos(\beta) \leq \frac{w}{2}$, assume-se θ igual a zero. O menisco retrocede e o valor de y cresce até que ocorra secagem da ranhura e colapso da bomba capilar. Com base nesses valores calcula-se a área transversal do filete de líquido presente na ranhura, como sendo (Bazzo, 1996A):

$$A = (\delta - y) \left[R_1 \cos(\beta + \theta) + \frac{w}{2} - \delta \cdot \tan \beta \right] - R_1^2 \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \theta \right) - \frac{1}{2} \sin[2(\beta + \theta)] \right] \quad (12)$$

O diâmetro hidráulico referente a esta área é calculado por:

$$d_h = \frac{4A \cos \beta}{w \cos \beta + 2(\delta - y - \delta \sin \beta)} \quad (13)$$

A velocidade do líquido ao longo da ranhura pode ser calculada como sendo:

$$v_i = \frac{1}{\rho_l A_i} r_i \frac{q}{\Delta h} \quad (14)$$

Reagrupando-se os termos da Eq. (8) e integrando a equação entre ψ_i e ψ_{i+1} , tem-se:

$$\Delta p_i = \rho_l g r_i \phi_{1i} + 4f_i \frac{r_i}{dh_i} \frac{\rho_l v_i^2}{2} \phi_{2i} - \frac{\rho_l v_i^2}{2} \phi_{3i} \quad (15)$$

onde:

$$\phi_{1i} = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \cos \psi d\psi \quad (16)$$

$$\phi_{2i} = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right)^2 d\psi \quad (17)$$

$$\phi_{3i} = \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} 4 \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) d\psi \quad (18)$$

Finalmente, reportando-se à Eq. (1), a potência máxima aplicada se dará quando:

$$p_{cm} - \sum \Delta p_i - \Delta p_{loop} = 0 \quad (19)$$

Com base nas equações acima, foi montado um programa computacional em C++ capaz de determinar a capacidade limite de transferência de calor e o comportamento hidrodinâmico da bomba capilar (ver Apêndice D). O modelo não leva em conta uma pequena parcela de calor, que é transferida para o canal de alimentação de líquido da bomba capilar. Isso pode trazer problemas, pois favorece a formação de bolhas e eventual bloqueio do líquido subresfriado proveniente do condensador.

3.3. Estudo Sobre a Formação de Bolhas no Canal de Alimentação

A presença de bolhas de vapor no canal de alimentação de líquido é uma consequência do calor conduzido pelas paredes da bomba capilar. Para minimizar a formação de bolhas, procurou-se calcular a temperatura de subresfriamento requerida para o líquido na entrada da

bomba capilar. Temperaturas mais baixas de subresfriamento podem recondensar as bolhas de vapor e, com isso, evitar um eventual colapso da bomba capilar. O problema da transferência de calor se fundamenta na determinação da distribuição de temperaturas no interior do canal de alimentação de líquido e nas paredes da bomba capilar. A Figura 11 mostra um esquema do canal de alimentação da bomba capilar.

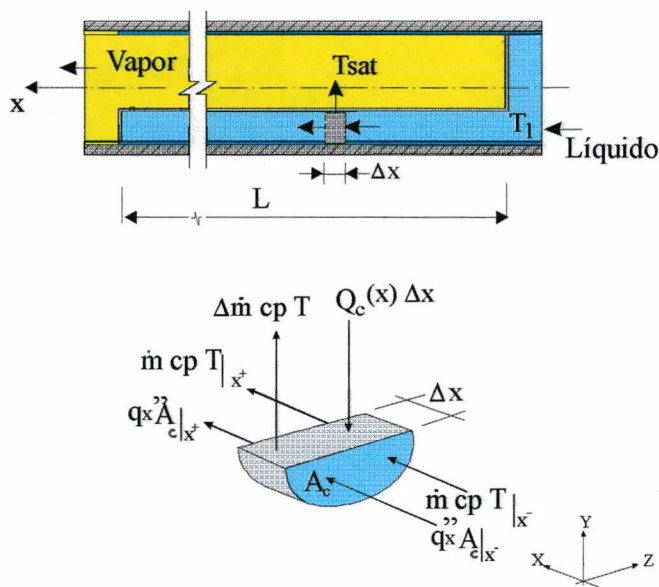


Figura 11 – Volume de controle para o canal de líquido.

Por esse caminho, admitindo-se como hipótese uma distribuição de temperaturas unidimensional, a equação que governa o problema pode ser deduzida fazendo-se um balanço de energia no volume de controle descrito na Figura 11. Assumindo-se:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m} &= \rho_1 u A_c \\ q_x'' &= -k \frac{\Delta T}{\Delta x} \end{aligned} \right\} \tag{20}$$

o balanço de energia pode ser expresso como:

$$\rho_1 u A_c c_{p1} T|_{x^-} - \rho_1 u A_c c_{p1} T|_{x^+} - k \frac{\Delta T}{\Delta x}|_{x^-} + k \frac{\Delta T}{\Delta x}|_{x^+} - [\rho_1 u A_c|_{x^-} - \rho_1 u A_c|_{x^+}] c_{p1} T + Q_c(x) \Delta x = 0 \quad (21)$$

Agrupando-se os termos da Eq. (21) e dividindo-se por $\rho_1 \Delta x \cdot u \cdot A_c$, no limite em que $\Delta x \rightarrow 0$:

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} - \frac{dT(x)}{dx} \cdot \frac{u}{\alpha_t} + \frac{1}{k \cdot A_c} \cdot Q_c(x) = 0 \quad (22)$$

Assume-se que a vazão mássica de líquido caia linearmente para zero na extremidade oposta da bomba capilar. Isto ocorre para q_t uniformemente distribuído na superfície do tubo, de modo que vazão de líquido bombeado seja constante ao longo do comprimento da bomba capilar. Nessas condições:

$$\left. \begin{aligned} u &= u_1 \left(1 - \frac{x}{L} \right) \\ u_1 &= \frac{1}{\rho_1 \cdot A_c} \cdot \frac{q_t}{h_{fg} + c_{p1} \cdot (T_{sat} - T_1)} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

onde $T(x)$ representa a temperatura do líquido, T_{sat} é a temperatura de saturação, $\alpha_t = \frac{k}{\rho_1 \cdot c_{p1}}$ é a difusividade térmica, k a condutividade térmica do fluido de trabalho, ρ_1 a massa específica do fluido, c_{p1} o calor específico do fluido térmico, L o comprimento útil do canal de líquido, A_c é a área transversal do canal de líquido, $Q_c(x)$ o calor que flui para o canal de líquido por metro, u_1 a velocidade do líquido na entrada da bomba capilar, q_t o calor aplicado na bomba capilar, h_{fg} o calor latente do fluido de trabalho na temperatura de saturação (T_{sat}). Retornando o valor de u para a Eq. (22), tem-se a equação governante para o problema do cálculo das temperaturas no interior do canal de líquido como sendo:

$$\frac{d^2T(x)}{dx^2} - \frac{dT(x)}{dx} \cdot \frac{u_1}{\alpha_t} \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right) + \frac{1}{k \cdot A_c} \cdot Q_c(x) = 0 \quad (24)$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$\left. \begin{array}{l} T(L) = T_{sat} \\ \frac{dT(0)}{dx} = 0 \end{array} \right\} \quad (25)$$

As condições de contorno indicam que na entrada da bomba capilar tem-se uma condição isolada, ou seja, não há troca térmica para locais fora da bomba capilar. No final do canal de líquido, deseja-se que na pior condição a temperatura do fluido seja igual à temperatura de saturação, para garantir que não haja formação de bolhas dentro do canal.

Na Eq. (24) o primeiro termo representa o efeito difusivo, o segundo termo representa o efeito convectivo e o terceiro termo representa o calor transferido da parede do tubo para o canal de líquido. Uma análise da ordem de grandeza dos termos difusivo/convectivo da Eq. (24) revela uma proporção que varia entre 1:600 e 1:3000, mesmo para o caso em estudo em que as velocidades do líquido são relativamente pequenas, entre 2 e 9 mm/s ($15 \leq \phi \leq 45^\circ$), para carga térmica de 125 W. O valor de 125 W corresponde ao limite capilar da bomba, assumindo-se que a estrutura capilar seja constituída por ranhuras retangulares de 33 μm e que amônia seja escolhida como fluido de trabalho (Bazzo, 1996A). Nessas condições, desprezando-se o efeito difusivo, o problema se reduz para:

$$-\rho_1 \cdot c_{p1} \cdot u_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right) \cdot \left(\frac{dT(x)}{dx}\right) + \frac{1}{A_c} \cdot Q_c(x) = 0 \quad (26)$$

sujeita à seguinte condição de contorno:

$$T(0) = T_1 \quad (27)$$

onde T_1 representa a temperatura de subresfriamento do líquido na entrada da bomba capilar. Esta condição foi adotada para encontrarmos o valor das temperaturas no interior do canal de líquido e tentar encontrar um valor para esta temperatura T_1 , tal que a temperatura do líquido no final do canal de alimentação seja inferior à temperatura de saturação, o que corresponderia a não formação de bolhas dentro do canal. O valor correspondente à $Q_c(x)$ é calculado com base no modelo físico mostrado na Figura 12.

A formação de bolhas de vapor na linha de líquido da bomba capilar está relacionada com a transferência de calor por condução, através da parede da bomba, fazendo com que haja também um aquecimento do canal de líquido. Na Figura 12, é mostrado o modelo físico bidimensional do problema proposto, para determinação da distribuição de temperaturas na parede da bomba capilar, do fluxo de calor na face interna da parede e da fuga de calor para o canal de alimentação. Devido à simetria do problema, apenas metade da bomba capilar é considerada para análise. Calor é aplicado uniformemente com intensidade q'' sobre a superfície externa da bomba capilar, na extensão $r_e \cdot \alpha \cdot L$, sendo r_e o raio externo e L o comprimento útil do tubo. O ângulo α representa a extensão da resistência elétrica responsável pela aplicação de calor sobre a bomba capilar. O ângulo ϕ define a posição do perfil que separa o canal de líquido do canal de vapor. A espessura da parede é representada por Δ , que corresponde a 1,5 mm. Ainda na Figura 12, T_{sat} representa a temperatura de saturação, h_v representa o coeficiente de ebulição e h_l o coeficiente de convecção no canal de líquido.

A partir do modelo físico, o problema é resolvido para a condição de regime permanente (Santos et al., 1998), assumindo-se o modelo bidimensional da equação da energia, em coordenadas polares:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) = 0 \quad (28)$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \theta}(r, 0) &= 0 \\ \frac{\partial T}{\partial \theta}(r, \pi) &= 0 \\ k \frac{\partial T}{\partial r}(r_i + \Delta, \theta) &= \begin{cases} q''; & 0 < \theta < \alpha \\ 0; & \alpha < \theta < \pi \end{cases} \\ k \frac{\partial T}{\partial r}(r_i, \theta) &= \begin{cases} h_v(T(r_i, \theta) - T_{sat}); & 0 < \theta < \varphi \\ h_l(T(r_i, \theta) - T_{sat}); & \varphi < \theta < \pi \end{cases} \end{aligned} \quad (29)$$

Com base nas equações acima, foi desenvolvido um programa computacional, cujo fluxograma pode ser visto na Figura 13, que pudesse fornecer as informações requeridas e para que se pudesse comprovar os resultados experimentais obtidos em laboratório. Nesse sentido, testes foram realizados na expectativa de se obter o perfil de temperaturas ao longo do canal de líquido (ver Capítulo 5). Não foi desenvolvido nenhum modelo que permitisse identificar ou quantificar problemas relacionados com a presença de NCG. Para esse caso em particular, testes complementares foram realizados com o CPL, injetando-se quantidades conhecidas de argônio junto ao canal de líquido da bomba capilar (ver Capítulo 5).

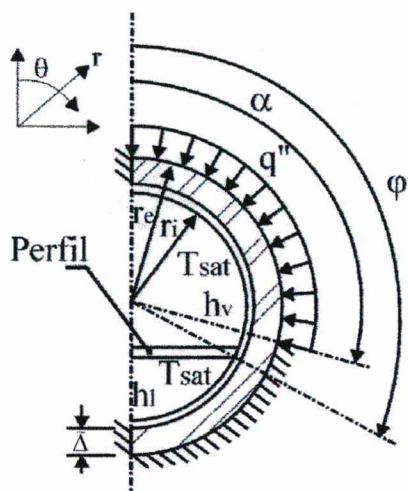


Figura 12 – Modelo físico.

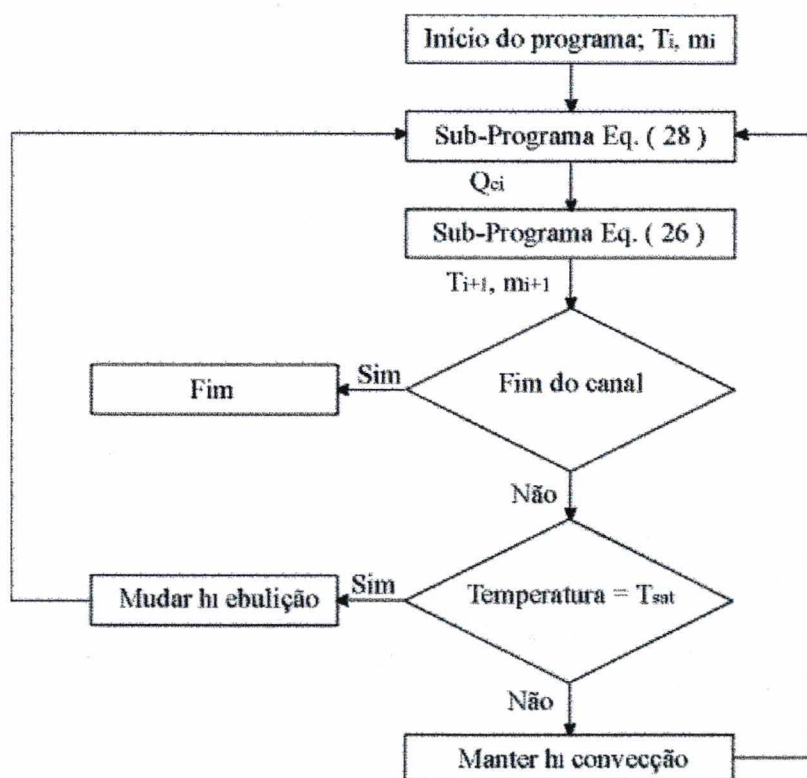


Figura 13 – Fluxograma do programa que calcula as temperaturas no interior do canal de líquido.

3.4. Análise de Resultados

Resultados são inicialmente mostrados para análise do limite capilar sob diferentes configurações internas e diferentes posições do perfil dentro da bomba capilar.

Para análise destes resultados, os seguintes parâmetros foram adotados para a bomba capilar:

$$L = 1 \text{ cm} \quad \delta = 200 \text{ } \mu\text{m} \quad \beta = 0.5^\circ \quad r_i = 6 \text{ mm} \quad a = 200 \text{ } \mu\text{m}$$

De acordo com a Figura 14, a posição do perfil interno ($-90^\circ \leq \psi \leq 90^\circ$) produz grande influência sobre o limite capilar. Quanto maior ψ , maior será o limite capilar. De acordo com tais resultados, pode-se dizer que o tubo de calor tipo monogroove ($\psi = -90$, ver Figura 4) parece ser o pior caso. Por outro lado, quanto maior ψ , menor a ação capilar do canal de líquido. De qualquer forma, os cantos vivos entre o perfil e a parede interna do tubo, providenciam fluxo contínuo de líquido, mesmo na presença de bolhas de vapor.

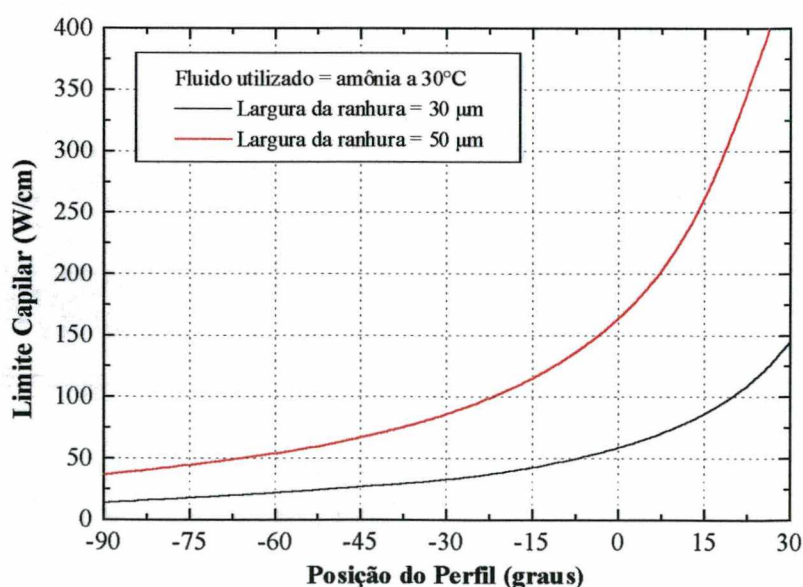


Figura 14 – Influência da posição do perfil (ψ) sobre o limite capilar.

Na Figura 15 é mostrada a influência da largura da ranhura para diferentes valores de raio interno, r_i . Os parâmetros restantes a , δ , β e L foram considerados constantes. Quanto menor o raio interno, maior o limite capilar, ou maior a capacidade de carga térmica ser transportada do evaporador para o condensador.

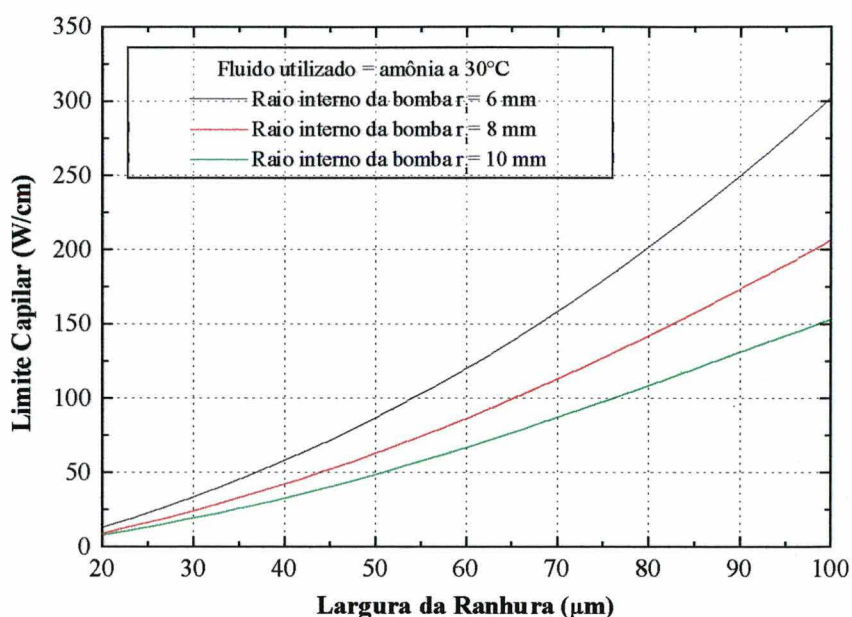


Figura 15 – Influência da largura da ranhura sobre o limite capilar.

As Figura 16 e Figura 17, mostram a pressão de bombeamento capilar e o limite capilar versus a largura da ranhura, para diferentes fluidos de trabalhos. Está claro que quanto maior a largura da ranhura menor a pressão de bombeamento capilar. Ao contrário, quanto maior a largura da ranhura, maior o limite capilar. Consequentemente, para estes casos onde a perda de carga ao longo do circuito é alta, pequenos valores de largura de ranhura são recomendados.

Ainda sobre a Figura 16, a pressão de bombeamento capilar é quase a mesma para todos os fluidos selecionados, mas a amônia parece ser bem melhor para transportar altas taxas de fluxo de calor, de acordo com a Figura 17. Adicionalmente, amônia é mais leve e é apropriada para o uso em aplicações espaciais.

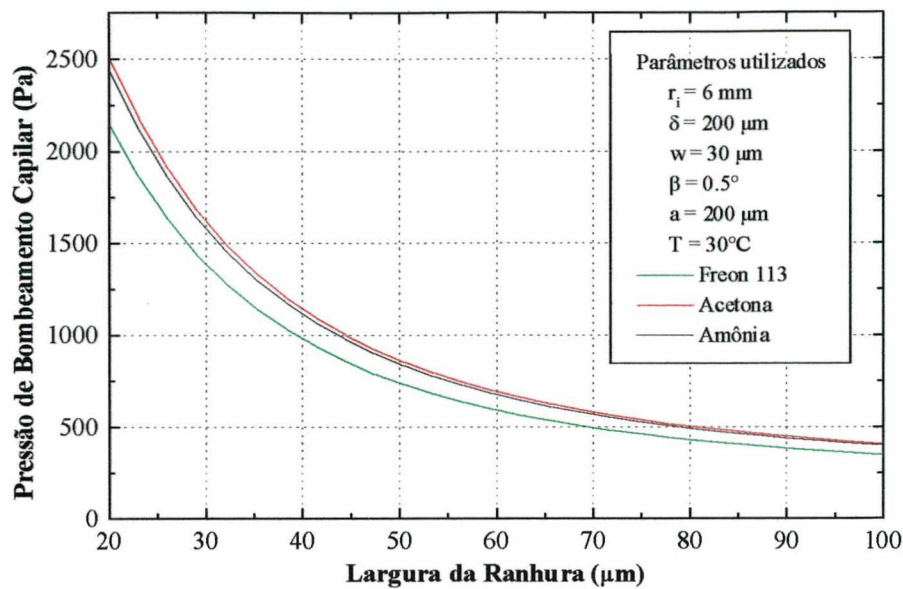


Figura 16 – Pressão de bombeamento capilar versus largura da ranhura para diferentes fluidos de trabalho.

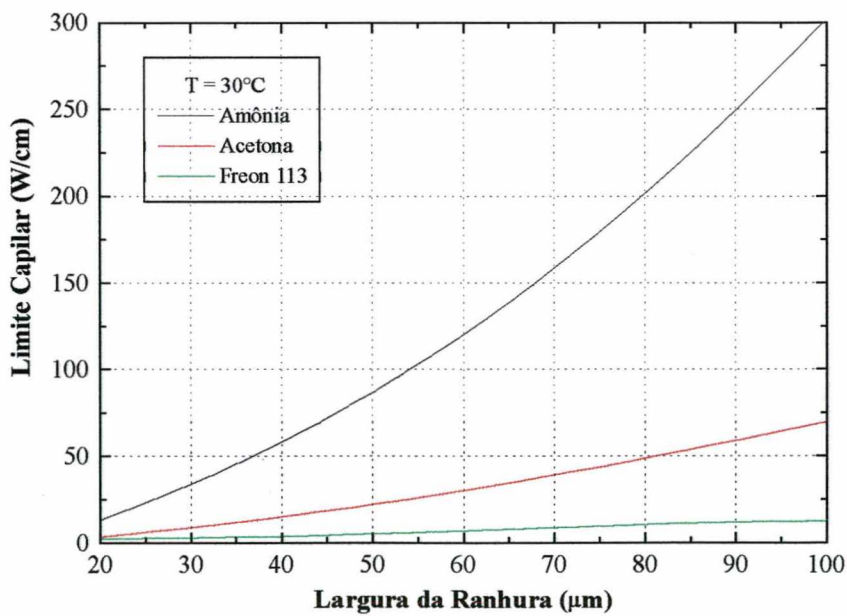


Figura 17 – Limite capilar versus largura da ranhura para diferentes fluidos de trabalho.

A Figura 18, mostra as curvas características da bomba capilar e a perda de carga ao longo do circuito para os mesmo parâmetros geométricos considerados na Figura 16. Com tal configuração, a carga térmica máxima foi calculada em no máximo 200 W.

Os resultados correspondentes ao comportamento térmico e presença de bolhas de vapor no canal de alimentação são mostrados nas figuras que se seguem.

O problema de transferência de calor na parede da bomba capilar é resolvido numericamente para a bomba capilar com as características geométricas descritas anteriormente, assumindo-se $\alpha = \varphi = 120^\circ$. Deste modo, propõe-se uma solução numérica para a Eq. (28), utilizando-se o método dos volumes finitos, para obter a distribuição de temperaturas, o fluxo de calor e a quantidade de calor entregue ao canal de líquido. Para solução do problema, foi utilizado o método S.O.R. (Sobre-Relaxações Sucessivas), que é um método iterativo ponto a ponto e que reduz significativamente o tempo de convergência.

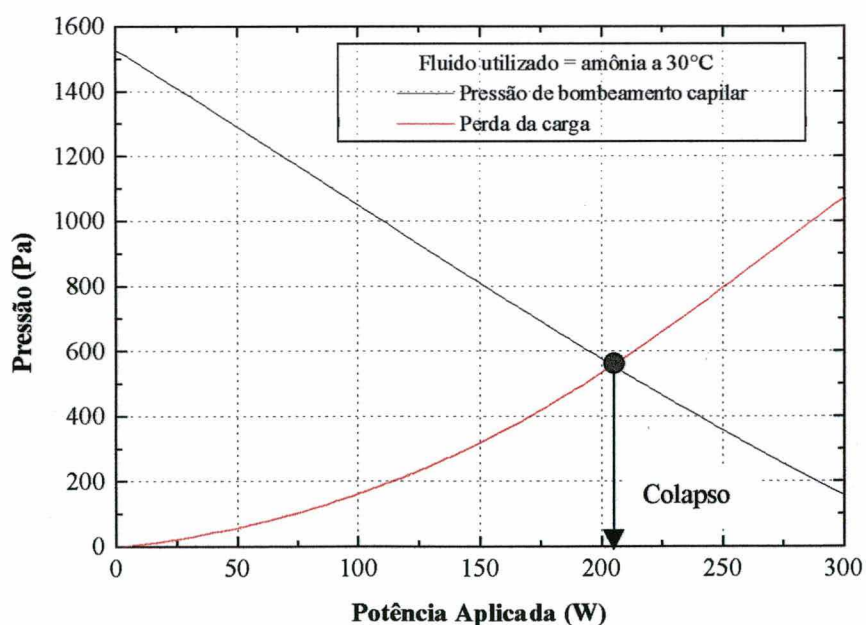


Figura 18 – Curvas características da bomba capilar e perdas de carga ao longo do circuito versus calor trocado pela bomba capilar.

Resultados numéricos são apresentados para amônia e acetona, assumindo-se potências inferiores ao limite capilar e temperatura de operação igual a 10°C. Assume-se que a estrutura capilar seja constituída por ranhuras retangulares de largura igual a 33 μm . Nessas condições, o limite capilar é estimado em 130 W para amônia e 33 W para acetona como fluido de trabalho (Bazzo, 1996A).

Para amônia, assume-se como coeficiente de ebulição valores da ordem de 6000W/m²K (Kreeb et al., 1989 e Wirsch and Thomas, 1996). Para acetona, são estimados valores da ordem de 2000W/m²K (Incropera and Witt, 1992). Para o canal de líquido, assumindo-se escoamento laminar, são calculados valores para o coeficiente de convecção da ordem de 370W/m²K e de 130W/m²K, para amônia e acetona respectivamente.

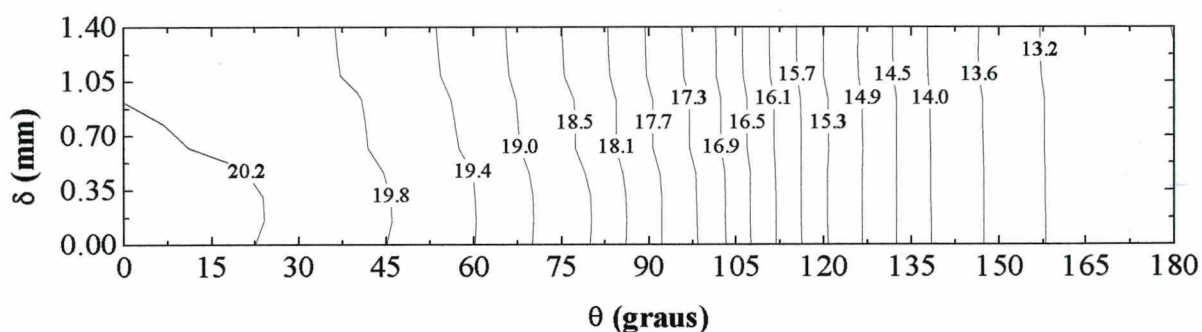


Figura 19 – Distribuição de temperaturas na parede da bomba capilar (em °C), para a potência máxima de 125 W, usando amônia como fluido de trabalho.

Na Figura 19 pode-se observar a distribuição das temperaturas na parede da bomba capilar, assumindo-se potência de 125 W e amônia como fluido de trabalho. As temperaturas maiores, em torno de 20°C, ocorrem na superfície externa junto a região de aplicação do calor. Como esperado, temperaturas de parede menores, da ordem de 13°C, ocorrem na região próxima ao canal de líquido. As diferenças de temperatura entre o lado interno e externo da parede são pequenas, devido à pequena espessura (δ) e à alta condutividade térmica do alumínio.

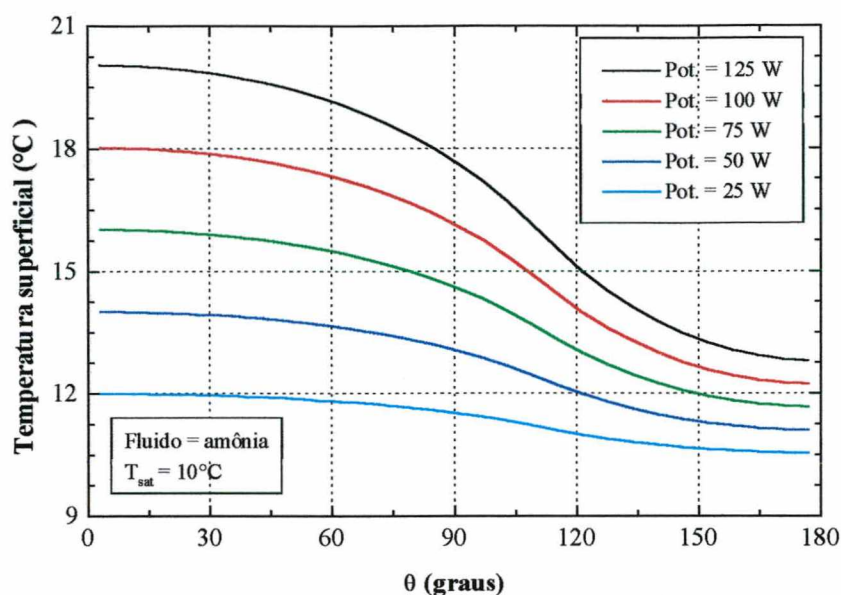


Figura 20 – Variação do perfil de temperaturas na superfície externa da parede para diferentes potências aplicadas à bomba capilar.

Na Figura 20 são apresentadas as temperaturas na superfície externa da parede da bomba capilar, para diferentes valores de potência. Quanto maior for a potência aplicada, maiores as diferenças de temperatura entre o canal do vapor e o canal de alimentação de líquido.

Na Figura 21 é apresentado o perfil do fluxo de calor médio na superfície interna da parede da bomba capilar, para amônia (125 W) e para acetona (30 W) como fluidos de trabalho. Assume-se que a temperatura na entrada da bomba capilar seja igual a -10°C . Naturalmente, em função do aumento de temperatura, o perfil do fluxo de calor se altera, na medida em que o líquido avança no canal de alimentação. Como esperado, uma parcela maior do fluxo de calor é destinada à evaporação do fluido térmico no canal de vapor ($0 \leq \theta \leq 120^{\circ}$), enquanto uma parcela pequena é entregue ao canal de líquido ($120 \leq \theta \leq 180^{\circ}$). Na hipótese de se optar por temperaturas de subresfriamento inferiores a -10°C , esta diferença se acentua, a ponto de se identificar com maior clareza a posição do perfil que separa ambos os canais ($\theta = \varphi = 120^{\circ}$). Ainda de acordo com a Figura 21, observa-se uma diferença significativa entre as curvas

correspondentes à amônia e acetona, não apenas em termos quantitativos, mas também em termos de distribuição do fluxo de calor ao longo do ângulo θ . Entre outros fatores, tal diferença é explicada pelo menor coeficiente de ebulição da acetona, que faz com que a troca de calor com o fluido nas ranhuras seja menor e, conseqüentemente, permite que a fuga de calor para o canal de líquido seja proporcionalmente maior.

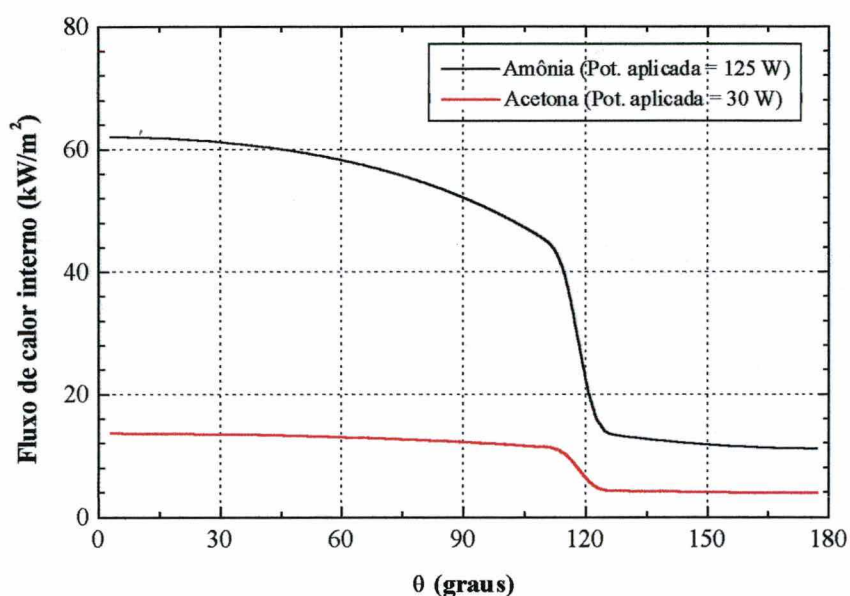


Figura 21 – Perfil do fluxo de calor médio na superfície interna da parede da bomba capilar para temperatura de subresfriamento igual a -10°C .

Para o problema da transferência de calor ao longo do canal de líquido, resultados teóricos são apresentados para amônia e acetona como fluidos de trabalho, para as diferentes posições do perfil no interior da bomba capilar. O problema é resolvido numericamente seguindo um processo de marcha, que consiste na solução simultânea do processo de transferência de calor na parede da bomba capilar, com o processo de aquecimento do líquido no canal de alimentação, de acordo com a Eq. (26). No caso, o processo de marcha consiste em dividir o canal de líquido em “n” células, admitindo-se que a temperatura se mantenha constante ao longo de cada célula.

O problema é resolvido para uma temperatura de saturação e para uma carga térmica previamente definida para o CPL. Para todos os casos, assume-se que a temperatura de saturação seja de 10°C . Partindo-se de um valor arbitrado para a temperatura de subresfriamento T_1 , calcula-se o calor transferido para o canal de líquido na primeira célula Q_{c1} , como visto anteriormente, para com esse valor calcular a temperatura do líquido na célula seguinte T_2 . O procedimento se repete para as células seguintes, mas tendo-se em conta que a massa diminui, na medida em que o líquido avança no canal. Tal redução se deve ao fato de que líquido se distribui ao longo das ranhuras circunferenciais por ação capilar.

O problema é resolvido no sentido de encontrar uma temperatura T_1 tal que o valor calculado para T_n seja menor que T_{sat} . Nessa condição, garante-se ausência absoluta de bolhas de vapor no interior do canal de alimentação, que é também um dos objetivos deste trabalho.

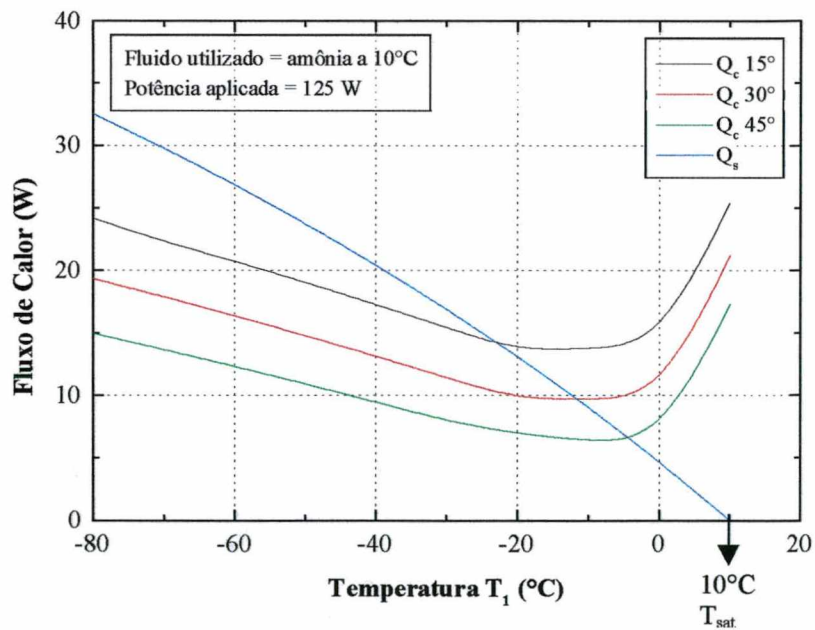


Figura 22 – Comparação entre Q_s e Q_c para diversas posições do perfil ($\phi = 15^{\circ}, 30^{\circ}$ e 45°).

A Figura 22 mostra resultados relativos ao fluxo de calor Q_c , assumindo-se diferentes temperaturas de subresfriamento T_1 e admitindo-se amônia, na temperatura de operação

$T_{\text{sat}}=10^{\circ}\text{C}$, como fluido de trabalho. A curva correspondente a Q_s representa o fluxo de calor sensível total requerido para aquecimento do líquido desde a temperatura T_1 até T_{sat} , calculado por:

$$Q_s = \rho_1 \cdot u_1 \cdot A \cdot c_{p1} \cdot (T_{\text{sat}} - T_1) \quad (30)$$

As curvas correspondentes a Q_c representam o calor total transferido da parede do tubo diretamente para o canal de líquido, para todas as três configurações citadas ($\phi = 15^{\circ}$, $\phi = 30^{\circ}$ e $\phi = 45^{\circ}$). Isto é, Q_c representa a soma de todas as parcelas correspondentes à fuga de calor, calculada pela equação:

$$Q_c = \sum_1^n Q_{ci} \quad (31)$$

Na Eq. (31), os valores correspondentes a Q_{ci} são obtidos calculando-se o calor transferido da parede do tubo para o canal de líquido, passo a passo, com base no modelo bidimensional apresentado anteriormente. O escoamento no interior do canal é laminar. O aumento significativo de Q_c para temperaturas T_1 próximas de T_{sat} , se justifica porque na presença de bolhas de vapor, o coeficiente de transferência de calor é alterado para valores significativamente maiores, de 370 para 6000 $\text{W/m}^2\text{K}$ no caso de amônia e de 130 para 2000 $\text{W/m}^2\text{K}$ no caso de acetona (Incropera and Witt, 1998; Wirsch and Thomas, 1996).

Ainda, de acordo com a Figura 22, observa-se que para $T_1 < -20^{\circ}\text{C}$, para qualquer ϕ , $Q_c < Q_s$ e que um maior valor de ϕ implica em menor calor transferido Q_c . Em outras palavras, um maior valor para ϕ , implica em menor área transversal do canal de líquido, maiores velocidades e menor aumento da temperatura do fluido. Consequentemente, maior valor de ϕ implica em menor possibilidade de formação de bolhas no interior do canal.

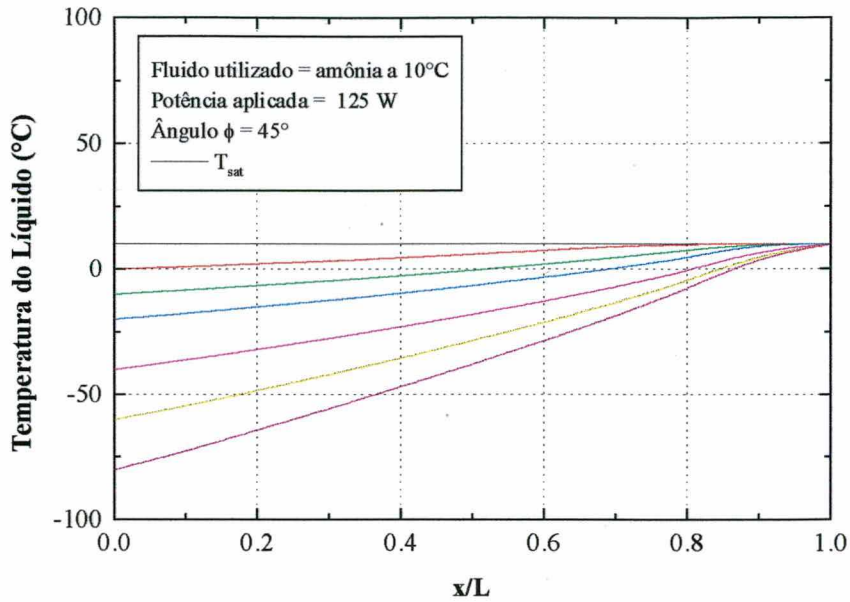


Figura 23 – Distribuição de temperatura no interior do canal de líquido, para amônia, 125W, $\phi=45^\circ$.

A Figura 23 mostra a distribuição de temperatura no interior do canal para $\phi = 45^\circ$. Novamente, assume-se a potência de 125 W e diferentes temperaturas de subresfriamento na entrada da bomba capilar. Para todos os casos analisados e para qualquer T_1 , observa-se que a temperatura no interior do canal de líquido atinge a temperatura de saturação T_{sat} . Embora a temperatura do líquido atinja T_{sat} , convém observar que o calor sensível Q_s não representa o calor sensível efetivamente absorvido no interior do canal (ver Figura 24). No caso, Q_{sc} representa o calor sensível efetivamente absorvido no canal e pode ser calculado pela equação:

$$Q_{sc} = \sum_1^n \rho_l \cdot u_i \cdot A \cdot c_{p_l} \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad (32)$$

Considerando-se os casos em que $Q_{sc} < Q_s$ (ver Figura 24), é pertinente afirmar que parte do calor sensível é fornecido ao líquido quando este já se encontra nas ranhuras circunferenciais

do canal de vapor. Observa-se também que $Q_c < Q_{sc}$ para temperaturas de subresfriamento menores do que -20°C , dando a entender que nessas condições não há formação de bolhas no canal de líquido. Isso nem sempre é verdadeiro, pois resultados mostram que a temperatura no final do canal atinge T_{sat} (ver Figura 23). O mesmo comportamento foi notado para $\phi=15^{\circ}$ e $\phi=30^{\circ}$. Desde que $Q_c < Q_{sc}$, pode-se entretanto afirmar que bolhas de vapor eventualmente formadas no final do canal são eliminadas, na medida em que migram para a entrada da bomba capilar. Isto é, líquido frio proveniente do condensador resfria o líquido quente, eliminando as bolhas de vapor.

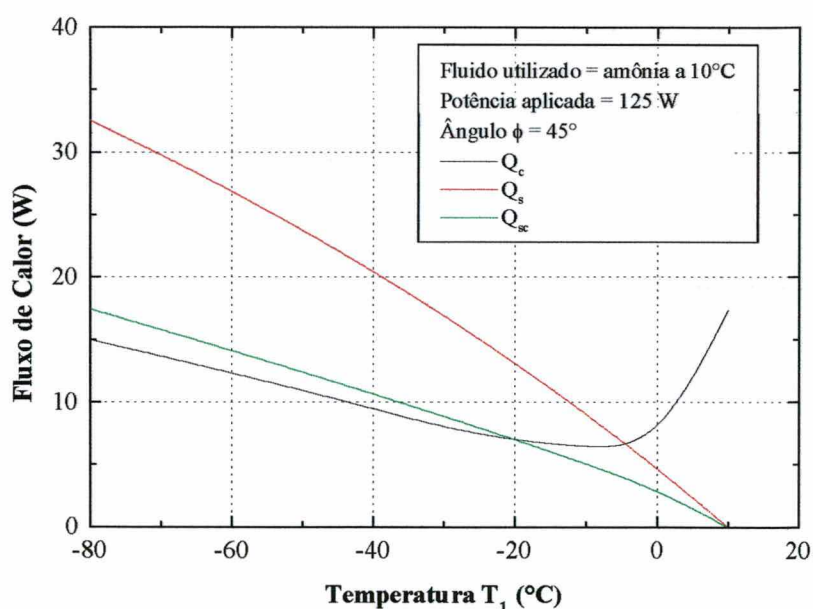


Figura 24 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para $\phi = 45^{\circ}$ (125 W).

Potências menores foram também analisadas. Potências próximas de zero implicam em velocidades muito pequenas no canal de líquido. Nesse caso, cálculos mais precisos podem ser obtidos levando-se em conta também o efeito difusivo no canal. Conforme afirmado anteriormente, o efeito difusivo não foi considerado no presente trabalho. A Figura 25 mostra o comportamento térmico para uma potência de 30 W. Nessas condições, tendo em vista uma

redução significativa da massa do líquido, a formação de bolhas é inevitável para qualquer T_1 , pois $Q_c > Q_{sc}$. Para potências próximas de zero, haveria uma fuga de calor ainda considerável para o canal de líquido, uma vez que a temperatura de saturação do vapor é mantida em $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Consequentemente, poderão ocorrer problemas com a bomba capilar se o sistema operar com baixas potências. As bolhas formadas no canal de líquido migrarão para a tubulação à jusante, podendo impedir sua passagem para a bomba capilar. Nessa condição o CPL entra em colapso. A opção por temperaturas de subresfriamento ainda menores pode viabilizar o sistema, mas implicaria em maior investimento no condensador.

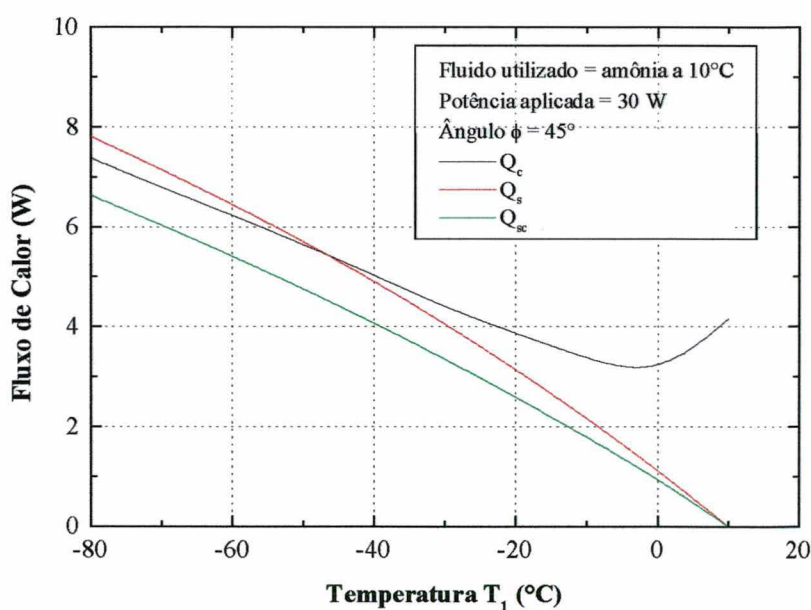


Figura 25 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para $\phi = 45^{\circ}$ (30 W).

O comportamento térmico para outros fluidos de trabalho foi também analisado. A Figura 26 mostra as curvas correspondentes a Q_s , Q_{sc} e Q_c para o caso particular de acetona. A potência de 30 W corresponde ao limite capilar para o sistema, utilizando acetona como fluido de trabalho. Comparando-se com a Figura 25, acetona apresenta melhor comportamento, uma vez que o calor transferido Q_c é significativamente menor e da mesma ordem de Q_{sc} . Particularmente

para a acetona, cálculos para potências maiores têm demonstrado que é possível operar o CPL sem formação de bolhas no canal. Isso não quer dizer que se possa operar o CPL para potências maiores, uma vez que nesse caso o valor de 30 W já corresponde ao limite capilar. Importante frisar também que a posição do perfil no interior da bomba também interfere nos limites da bomba capilar. Nesse caso em particular, estudos prosseguem de modo a correlacionar temperatura requerida de subresfriamento com a capacidade real de transferência de calor do CPL.

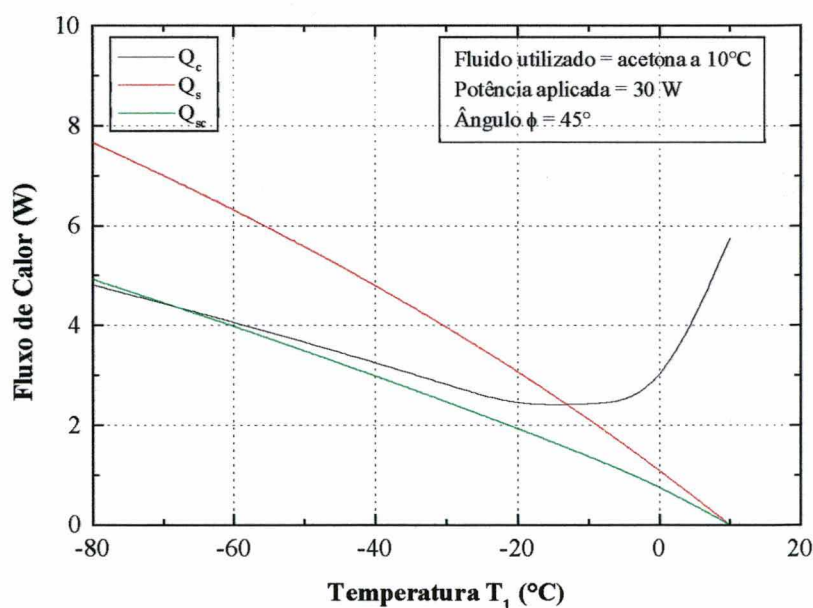


Figura 26 – Comparação entre Q_c e Q_{sc} para acetona (30 W).

A título de curiosidade, traçando uma comparação entre o tipo de ranhura circunferencial utilizada pelas bombas capilares, pode-se citar dois tipos principais, as retangulares e as triangulares. Em todas elas o fluxo de massa varia linearmente com o fluxo de calor. Para pequenos fluxos de calor, a secção transversal do líquido é quase constante e a velocidade diminui similarmente para ranhuras retangulares ou triangulares, mas onde $\theta = 0$ e o menisco começa a regredir, a influência na mudança da secção de líquido se torna aparentemente muito

forte, podendo chegar a velocidades da ordem de 2m/s para valores de $\beta = 5^\circ$ (ver Figura 27), e ranhuras retangulares passam a serem melhores que ranhuras triangulares (ver Figura 28 e Figura 29).

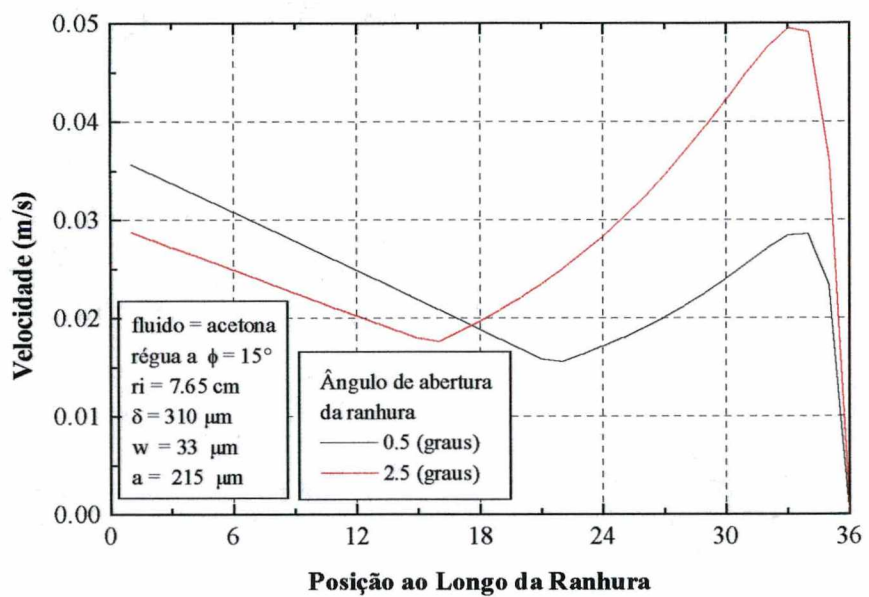


Figura 27 – Variação na velocidade do líquido no interior da ranhura para diferentes ângulos de abertura das ranhuras.

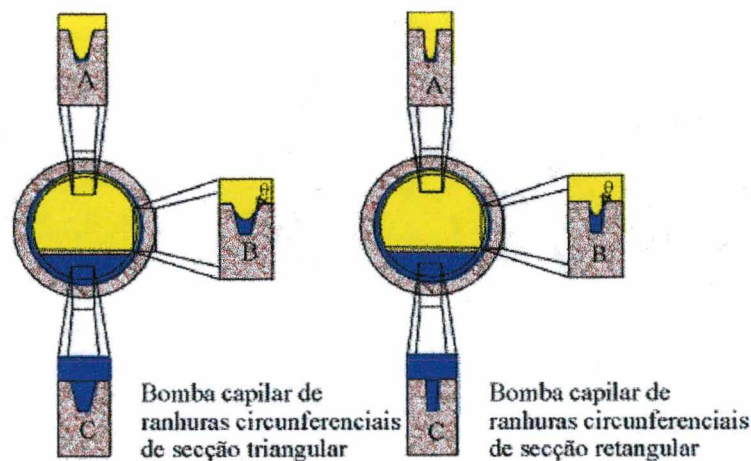


Figura 28 – Esquema demonstrativo da retração do menisco em bombas capilares de ranhuras circunferenciais de seção triangular e retangular

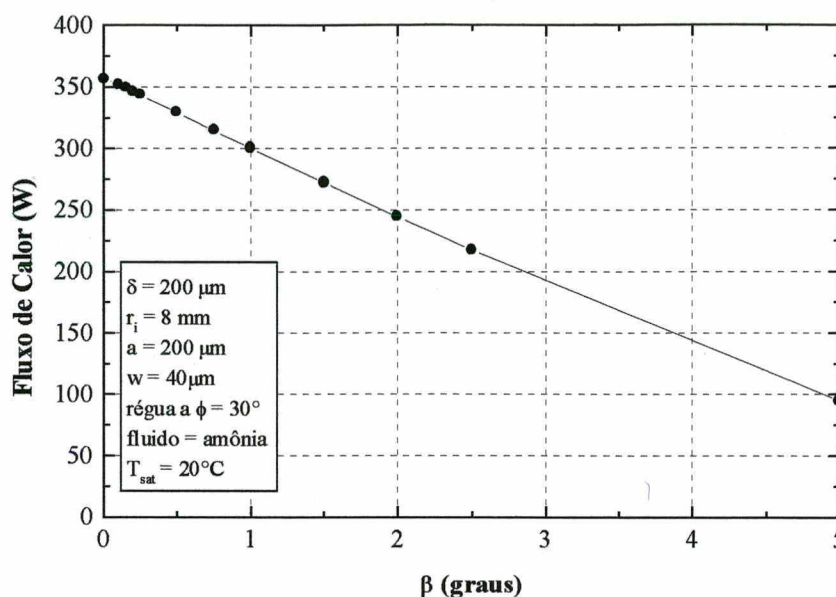


Figura 29 – Calor transportado para diferentes ângulos de abertura das ranhuras (2β).

Uma bancada experimental disponível para a realização de testes de laboratório, permitiu a coleta de dados, para serem comparados aos resultados teóricos. Os testes programados, utilizaram acetona $(\text{CH}_3)_2\text{CO}$ como fluido de trabalho. Medidas de segurança estão sendo introduzidas para que futuramente testes com amônia possam ser realizados. Além de permitir uma análise complementar dos resultados numéricos, a obtenção de dados experimentais possibilitará uma melhor estimativa dos coeficientes de ebulição na superfície ranhurada da bomba capilar.

4. Experimentação

4.1. Bancada Experimental

O projeto e montagem de um CPL deve levar em conta a carga térmica limite a ser transportada, tipo de bomba capilar, quantidade de evaporadores e de condensadores, dimensões adequadas para as linhas de vapor e de líquido, distâncias, perdas de carga, fluido de trabalho, temperatura de operação e instrumentação. Além de atender a carga térmica requerida, há também a preocupação de otimizar seu peso, de modo a torná-lo competitivo para uso espacial. Pode-se otimizar o sistema, optando-se por bombas capilares com altas capacidades de bombeamento e/ou linhas de líquido e de vapor de dimensões menores. Isso implica em reduzir o peso do sistema de uma forma geral, pois quanto menor a quantidade de líquido menor deverá ser o reservatório, menor o volume de líquido e consequentemente menor o peso total do circuito.

A bancada experimental foi construída conforme descrito no apêndice deste trabalho, e consiste basicamente de uma bomba capilar, com tubulações de líquido e de vapor, um condensador, evaporador e reservatório. A bomba capilar, elemento mais importante do CPL, encontra-se no evaporador, conforme visto na Figura 30. Em geral as bombas capilares apresentam dimensões reduzidas de no máximo 50 cm e diâmetros externos na faixa de $\frac{3}{4}$ " (1,58cm) a $1\frac{1}{4}$ " (3,18cm). Bombas capilares de elemento poroso com diâmetros menores tem normalmente apresentado dificuldades de partida (Ku, 1993). No presente trabalho foi testada uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais de comprimento útil igual a 5,5 cm e \varnothing_{ext} de $\frac{3}{4}$ ".

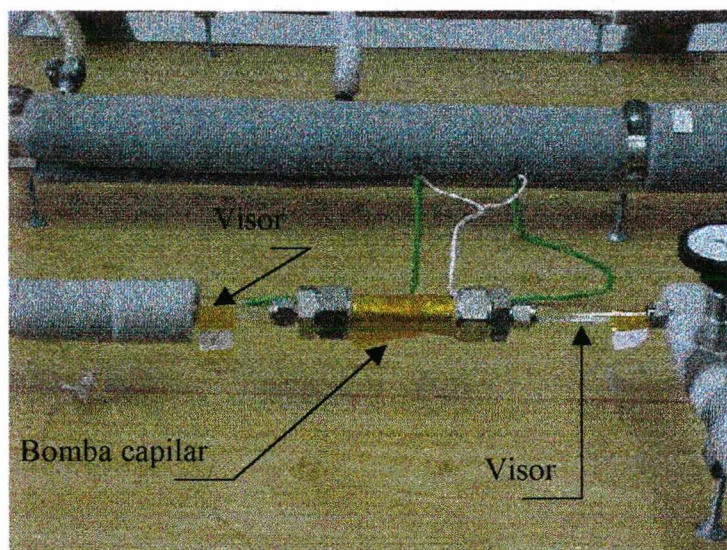


Figura 30 – Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

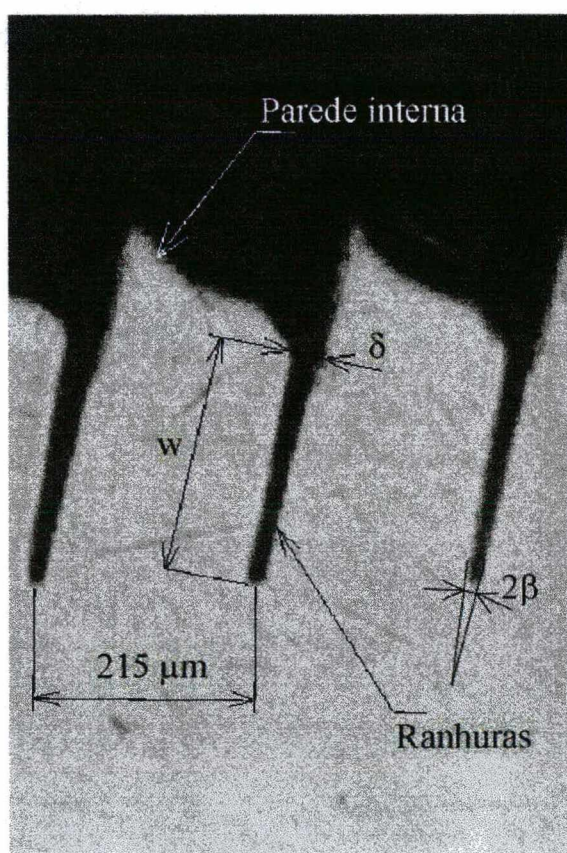


Figura 31 – Fotografia do perfil das ranhuras circunferenciais da bomba capilar, obtida em microscópio eletrônico com aumento de 125 vezes.

Na Figura 31, é mostrada uma fotografia da parede interna da bomba capilar em corte transversal, obtida através de um microscópio eletrônico de varredura, onde pode-se notar a real geometria das ranhuras circunferenciais, responsáveis pelo trabalho de bombeamento do líquido ao longo do CPL. As dimensões de δ , w e β correspondem à profundidade, à largura e à metade do ângulo de abertura das ranhuras e estão mostradas na Figura 31. De acordo com medições realizadas, os seguintes valores foram encontrados:

$$\delta = 310 \pm 59 \mu\text{m}$$

$$w = 33 \pm 7 \mu\text{m}$$

$$\beta = 0,6 \pm 0,4^\circ$$

Neste trabalho, uma bomba capilar de elemento poroso e três configurações para a bomba capilar de ranhuras circunferenciais foram testadas. Em todas as bombas capilares de ranhuras circunferenciais foi encontrada a presença de interstícios, que reduziram significativamente a pressão de bombeamento capilar. Estas bombas testadas são descritas como:

- Bomba capilar de ranhuras circunferenciais, com perfil interno de aço inoxidável martensítico posicionado em $\phi = 15^\circ$ (Figura 32)
- Bomba capilar de ranhuras circunferenciais, com perfil interno de aço inoxidável martensítico posicionado em $\phi = 30^\circ$ (Figura 33)
- Bomba capilar de ranhuras circunferenciais, com perfil interno de aço inoxidável martensítico posicionado em $\phi = 45^\circ$ (Figura 34)
- Bomba capilar de elemento poroso constituído de níquel sinterizado (Figura 35)

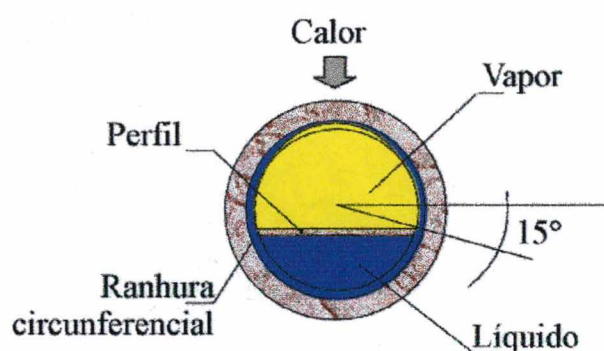
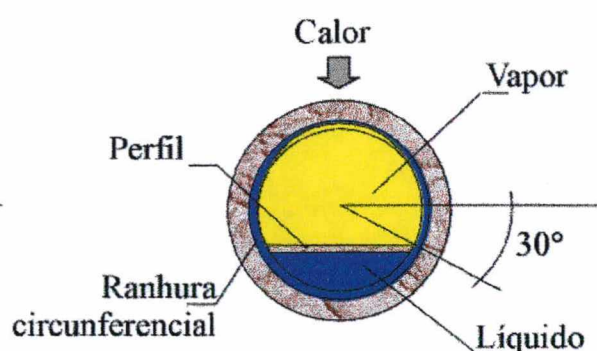
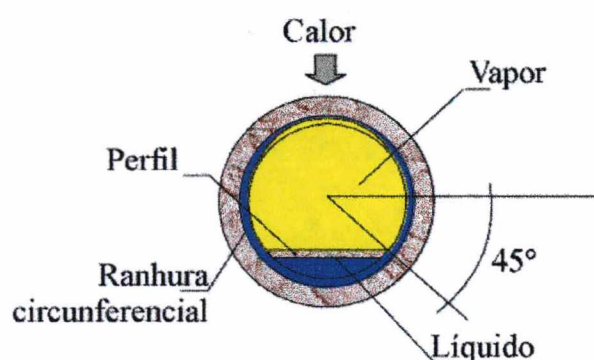
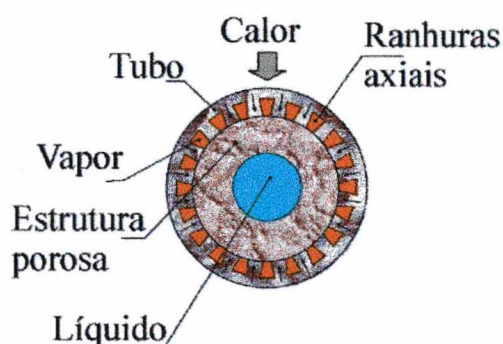
Figura 32 – Perfil de $\phi = 15^\circ$.Figura 33 – Perfil de $\phi = 30^\circ$.Figura 34 – Perfil de $\phi = 45^\circ$.

Figura 35 – Bomba de elemento poroso.

4.2. Procedimentos

Todos os testes foram realizados após um trabalho cuidadoso de limpeza, montagem, evacuação e carregamento do fluido de trabalho.

4.2.1. Limpeza

A limpeza é necessária para remover toda a sujeira das peças utilizadas, principalmente aquela relacionada com gordura e óleos, inclusive a oleosidade das próprias mãos, que por descuido pudesse estar impregnada nas peças. Em todas as fases deste procedimento foram utilizadas luvas cirúrgicas para o manuseio das peças.

A limpeza foi efetuada em banho ultra-sônico, fabricado pela Elma, modelo Transsonic TP 1000/H. Inicialmente, as peças foram limpas com um pano embebido em acetona e jateadas com ar comprimido. Posteriormente, utilizando-se o banho ultra-sônico, as peças foram submergidas em um recipiente contendo uma solução com acetona e mergulhadas em uma cuba com água destilada. O processo é realizado a uma temperatura de aproximadamente 40° C, por 30 minutos.

4.2.2. Testes de Vazamento e Vácuo

O vácuo foi realizado com o auxílio de um detector de vazamentos, fabricado pela Edwards, modelo Spectron 5000 (ver Figura 36). Inicialmente as peças foram testadas separadamente de modo a facilitar a identificação de qualquer sinal de vazamento. Posteriormente, com as peças já montadas, o CPL foi inteiramente evacuado até atingir valores de pressão da ordem de $3,0 \cdot 10^{-4}$ mbar, com taxas de vazamentos inferior a $3,0 \cdot 10^{-9}$ mbarl/s*.

4.2.3. Carregamento

Por razões de segurança, amônia não foi utilizada nos testes. O CPL foi carregado com acetona, com o auxílio de uma bureta graduada, para que se pudesse controlar a correta injeção da quantidade desejada de fluido refrigerante no circuito (ver Figura 37). Uma válvula instalada junto ao local de carregamento permitiu um controle mais rigoroso da injeção no circuito. Todos os devidos cuidados foram tomados no sentido de se evitar a entrada de bolhas de ar junto com a acetona.

* $3,0 \cdot 10^{-9}$ mbar l/s corresponde ao valor da potência necessária de $3,0 \cdot 10^{-10}$ W para que o detector de vazamentos possa manter a pressão do circuito em $3,0 \cdot 10^{-4}$ mbar. Ou seja, quanto menor a potência necessária, menor será o



Figura 36 – Detector de vazamentos.

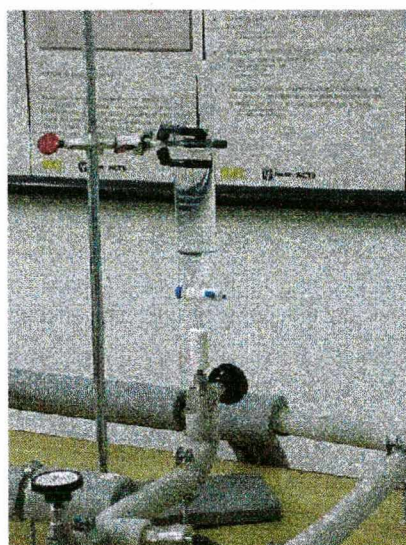


Figura 37 – Carregamento do CPL com acetona.

A bancada experimental foi construída de modo a facilitar a substituição das bombas capilares, a instalação de duas válvulas, a jusante e a montante da bomba capilar, serviu para agilizar o processo de troca e evitar a entrada de ar no circuito. Em caso de infiltração de ar, todo o circuito deveria ser desmontado e esvaziado, para depois ser fechado, limpo e evacuado novamente. Tal procedimento é demorado, pois para a realização do vácuo, há sempre a necessidade de uma limpeza completa do CPL, visto que o detetor de vazamentos não tolera a

presença de gases residuais do fluido de trabalho, podendo ficar seriamente danificado. Uma bomba mecânica de vácuo da marca Edwards, modelo High Vacuum Pump (ver Figura 38), tem também sido utilizada para agilizar o processo.



Figura 38 – Bomba mecânica.

4.2.4. Testes

Diversos testes são necessários para determinar o funcionamento e garantir confiabilidade ao circuito de bombas capilares. Os testes normalmente realizados são (Ku and Hoang, 1997B):

1. Partida.
2. Potência máxima ou limite capilar.
3. Potência mínima.
4. Habilidade de o reservatório controlar o circuito.
5. Troca de calor entre as próprias bombas.
6. Pressão de bombeamento necessária para recuperar uma bomba colapsada, enquanto outras continuam operando.
7. Distribuição não uniforme do calor aplicado.

8. Variação da potência aplicada nas bombas, se constante ou cíclica.
9. Condensador em série e paralelo.
10. Limite para a temperatura de subresfriamento (variando a temperatura do reservatório e a temperatura do líquido na entrada da bomba).

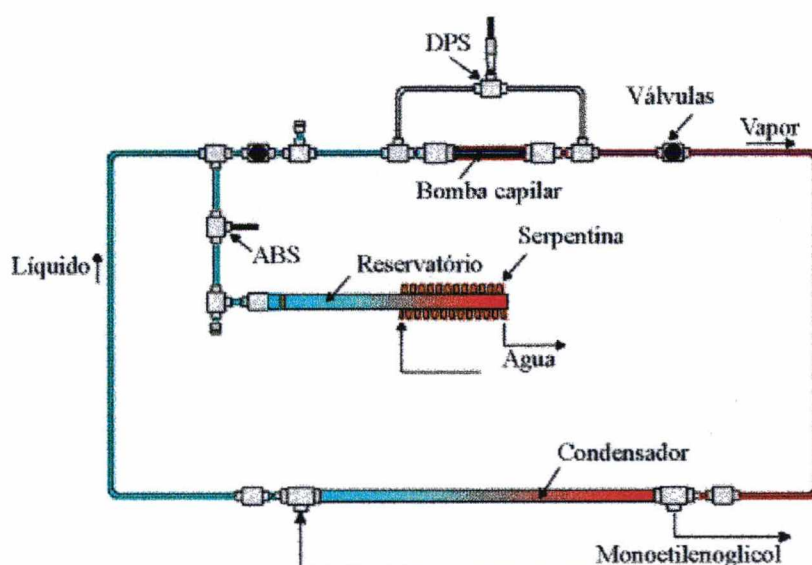


Figura 39 – Bancada experimental.

Os testes foram realizados nas bombas capilares descritas no Item 4.1, usando a acetona como fluido de trabalho. A bancada experimental está mostrada na Figura 39.

Os testes foram realizados com os diferentes tipos de bombas capilares, envolvendo a utilização de dois criostatos, uma fonte de alimentação de potência elétrica e um sistema de aquisição de sinais conectado a um computador. O primeiro criostato (Lauda, modelo RK 20 KP) foi acoplado ao reservatório para controle da temperatura de operação do circuito (em torno de 40°C). Água proveniente do criostato flui através de uma serpentina localizada externamente ao reservatório. O segundo criostato (Lauda RUK 40 S) foi utilizado para remoção de calor do condensador (por volta de 15°C). O condensador consiste de um trocador de calor de tubos concêntricos em contracorrente. Um computador (marca TITAN, modelo 486 DX 66) foi

instalado para que se pudesse armazenar os dados com ajuda de um programa computacional. Um sensor de pressão absoluta (ABS – Absolute Pressure Sensor) e um sensor de pressão diferencial (DPS – Differential Pressure Sensor) são utilizados para medir as pressões no circuito.

Calor é aplicado na superfície superior externa da bomba capilar, utilizando uma resistência elétrica. Uma fonte de potência (Heinzinger, modelo PTN 125–10) foi especificada e conectada à essa resistência elétrica. O vapor e o líquido fluem através de tubos de aço inoxidável AISI 304 de $\varnothing_{\text{ext}} 1/4''$ (ver Apêndice A).

Os testes foram programados com as diferentes bombas capilares, de modo a se determinar:

1. Comportamento térmico de partida.
2. Comportamento térmico em condições de regime permanente.
3. Limite capilar.
4. A sensibilidade do CPL por conta de variações bruscas da potência aplicada.
5. A sensibilidade do CPL na presença de bolhas de vapor e NCG.
6. A capacidade de reativação do sistema em caso de colapso.

O primeiro passo para se garantir sucesso na partida das bombas capilares tem sido inundar o circuito com líquido, aquecendo-se o reservatório, até a temperatura de operação desejada. Posteriormente, já com o segundo criostato ligado e com a fonte de potência ativada, o circuito é deixado em operação pelo tempo necessário, até que se atinja a condição de regime permanente ou, simplesmente, até que se obtenha as informações relativas ao comportamento térmico da bomba capilar.

Para determinação do limite capilar, os testes são realizados aumentando-se a potência aplicada, gradualmente, a intervalos regulares de 30 a 60 minutos. Assume-se que o limite capilar seja atingido no momento em que fica caracterizado uma elevação brusca das temperaturas medidas na parede da bomba capilar. No momento em que ocorre uma elevação abrupta das temperaturas na bomba capilar, a fonte é desligada ou a potência é reduzida, de modo a evitar danos à bomba capilar. Por motivos de segurança, a temperatura máxima admitida tem sido de 100°C.

Para os testes de reativação das bombas capilares, é ligada a potência elétrica de modo que esta seja superior ao limite capilar da bomba em questão medido com o teste anterior. Após a entrada em colapso da bomba, a potência é reduzida ao nível imediatamente anterior em que a bomba capilar operou normalmente, sem oscilações na sua temperatura superficial. Neste caso, a potência tem sido mantida acima do limite capilar, até que a temperatura superficial da bomba capilar atingisse a temperatura limite imposta pela segurança. As demais potências são mantidas por cerca de 30 a 60 minutos.

O teste de sensibilidade relativo à presença de NCG, é realizado por partes. Numa primeira etapa, o circuito é testado na ausência de NCG. Em uma segunda etapa, o circuito recebe uma quantidade conhecida de NCG e novo teste é realizado, seguindo-se mesmo procedimento anterior. No presente caso, argônio foi utilizado como NCG. No caso, o argônio foi injetado diretamente na entrada da bomba capilar. Assim, sucessivamente são adicionadas maiores quantidades de NCG, para verificar uma provável interferência no desempenho da bomba capilar.

Para os testes de regime permanente, o circuito é mantido em operação com uma potência inferior ao seu limite capilar, por um período de aproximadamente 3 a 6 horas.

5. Apresentação e Análise dos Resultados Experimentais

5.1. Comportamento Térmico de Partida e Regime Permanente

Para análise do comportamento térmico de partida e das condições operacionais na condição de regime permanente, foram levantados dados que permitissem determinar o perfil de temperatura para as diferentes bombas capilares indicadas no Capítulo 4. Em geral os testes foram conduzidos com a duração mínima de uma hora. Bombas capilares de elemento poroso foram igualmente testadas para comparação com as bombas capilares de ranhuras circunferenciais. No caso, o elemento poroso consiste de um tubo de níquel sinterizado, especialmente fabricado no Labmat (Laboratório de Materiais) da UFSC (Reimbrecht et al., 1998). Os resultados relativos à bomba capilar de elemento poroso estão mostrados no Apêndice C. Dentre as bombas capilares de ranhuras circunferenciais, as três alternativas mostradas no Capítulo 4 ($\phi = 15^\circ$, $\phi = 30^\circ$ e $\phi = 45^\circ$) foram consideradas.

Para coleta de dados, um termopar do tipo K (T12) foi instalado no meio da bomba capilar, em sua superfície externa superior. Cada bomba utilizada possuía uma resistência diferente colocada junto à sua superfície externa superior, e havendo sempre um espaço entre o final desta resistência e o perfil interno que separa os canais de líquido e vapor (ver Figura 40). Os dados apresentados nos gráficos a seguir mostram esta temperatura, assim como os valores relativos à pressão absoluta do circuito. Os primeiros testes foram realizados com bombas capilares de perfil interno em $\phi = 30^\circ$ sem um sistema de aquisição de sinais. Devido a este fato, poucos pontos de temperatura e de pressão puderam ser anotados. As bombas de perfil interno em $\phi = 15^\circ$ e $\phi = 45^\circ$ já com um sistema adequado para aquisição dos dados relevantes à temperatura, de 3 em 3 s. Os pontos de pressão foram colhidos manualmente. Tais pontos

indicam simplesmente uma tendência de comportamento, já que a pressão varia de modo similar à temperatura superficial da bomba capilar.

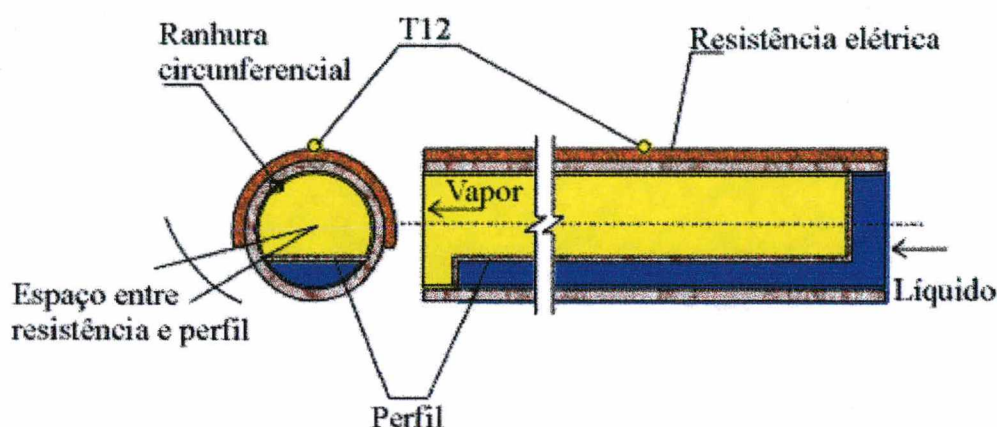


Figura 40 – Localização do termopar T12 e posicionamento da resistência.

Na Figura 41, pode-se verificar os primeiros testes realizados com a bomba capilar com o perfil interno posicionado com $\phi = 15^\circ$. Para a realização do teste de regime permanente, a bomba foi colocada em operação por 6 horas, com uma potência de 9W. Um primeiro pico de temperatura pode ser observado no instante inicial, caracterizando o comportamento térmico de partida da bomba capilar. A ocorrência dos demais picos deve-se às perturbações inerentes ao experimento e ao processo de transferência de calor nas paredes da bomba capilar. Bolhas de vapor foram permanentemente visualizadas no interior do canal de líquido, de certa forma, interferindo na alimentação de líquido para as ranhuras. Estas bolhas eram em seguida colapsadas devido à entrada de líquido subresfriado proveniente do condensador, garantindo assim o contínuo funcionamento do circuito. Neste teste, a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e o criostato do condensador foi programado para operar a 15°C .

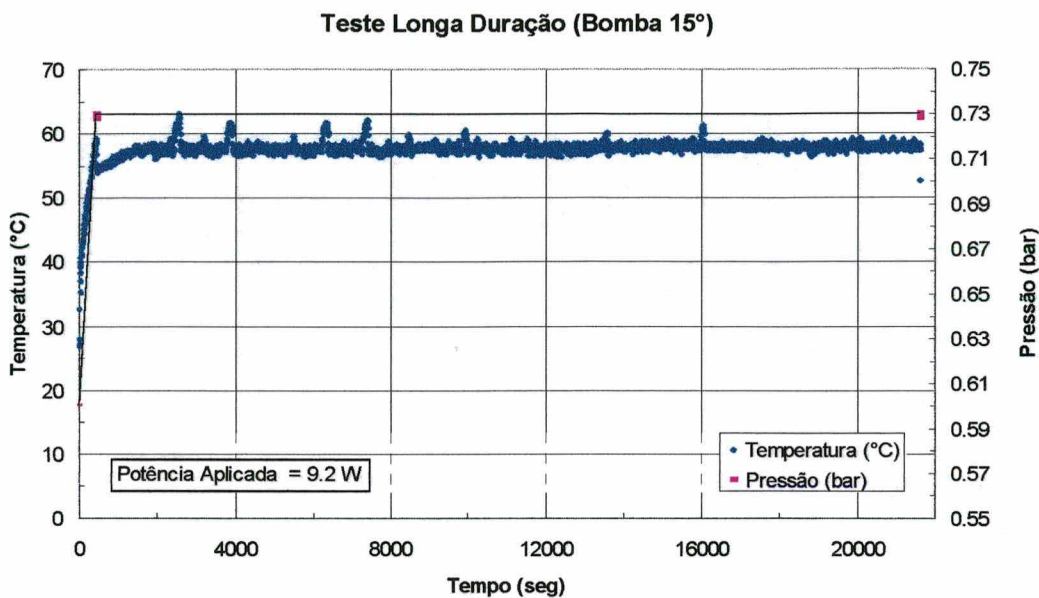


Figura 41 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 15^\circ$.

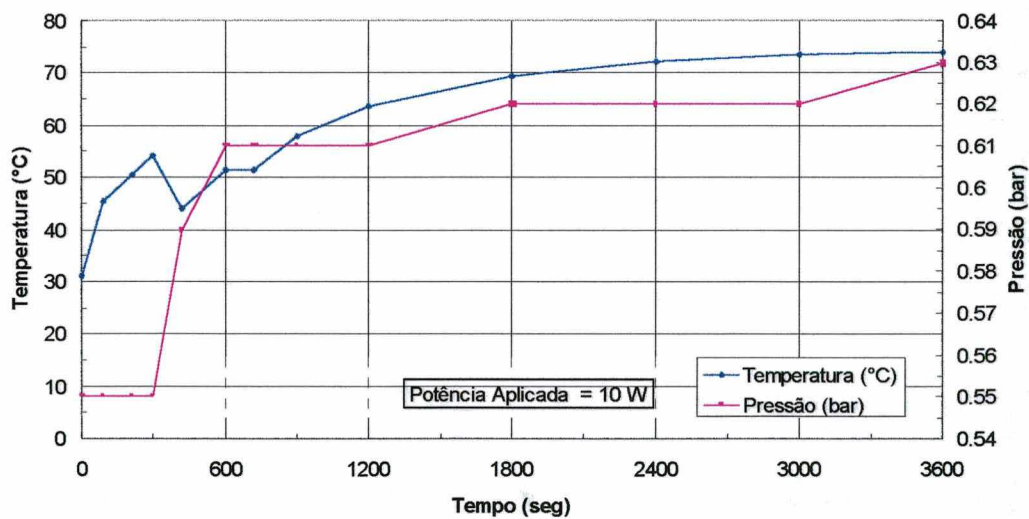


Figura 42 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 30^\circ$.

A Figura 42 mostra o comportamento térmico da bomba de ranhuras circunferenciais com perfil interno posicionado em um ângulo de 30° , com a potência fixada em 10W. O teste mostrou que a temperatura superficial estabilizou em aproximadamente 70°C . A temperatura do

reservatório foi fixada em 30°C e o criostato do condensador foi programado para operar a 15°C. Desta vez a bomba foi deixada operando durante apenas 1 hora. Também pode se notar com clareza que o pico de temperatura e o pico de pressão ocorrem quase que simultaneamente. Grandes picos de temperaturas e pressões podem ocorrer devido à necessidade de se deslocar o excesso de líquido presente nas linhas de vapor de volta para o reservatório.

Finalizando, a Figura 43 mostra o teste para a bomba de 45°, com a potência aplicada de aproximadamente 15W. Apesar da potência estar relativamente próxima do seu limite capilar, o comportamento térmico foi bom, assim como em todas as bombas testadas anteriormente. Não foram observados picos de temperatura. Aqui novamente a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e o criostato acoplado ao condensador foi programado para operar a 15°C. Após 5 horas e meia, a resistência foi desligada e a bomba pôde retornar à temperatura ambiente.

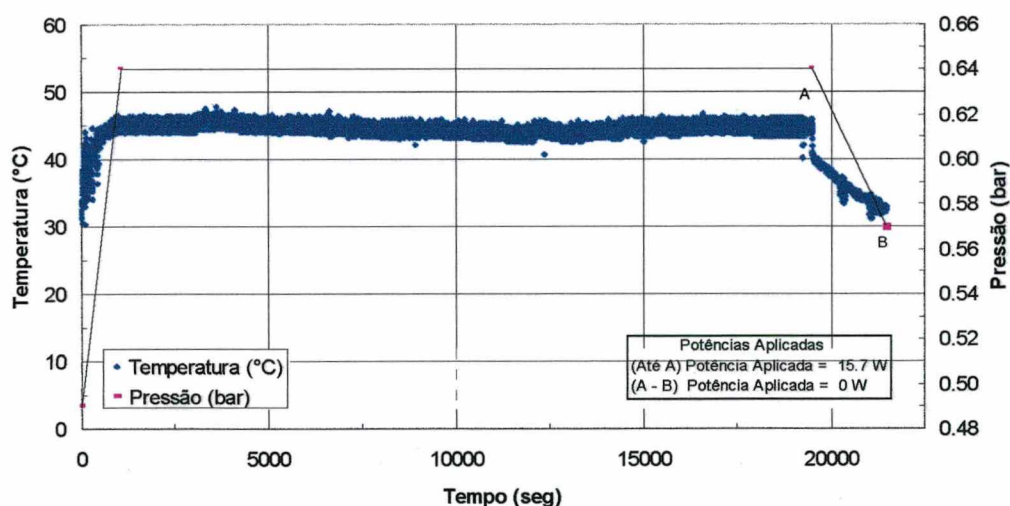


Figura 43 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em $\phi = 45^\circ$.

Conforme visto, anteriormente, todos os testes foram bem sucedidos, tanto na partida quanto na condição de regime permanente. Em quase todos os casos foi observado que a temperatura do líquido na entrada da bomba capilar foi aproximadamente igual à temperatura de

saturação. Mesmo assim o circuito operou normalmente. Esse fato demonstra uma vantagem importante relativamente às bombas de elementos porosos. Cullimore (1991) e Antoniuk (1995) recomendam cuidados especiais para uma partida segura das bombas capilares de elementos porosos. Em muitos casos, a pressão inicial desenvolvida não é capaz de deslocar o líquido presente nas linhas de vapor de volta para o reservatório. Para resolver este problema, pode-se instalar resistências elétricas também nas linhas de vapor para que promovam aquecimento e evaporação do líquido ali presente. Isto não é necessário para circuitos adaptados com bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

5.2. Limite Capilar

Conforme afirmado no Capítulo 3, no momento em que as perdas de carga do circuito ultrapassarem o limite capilar, o vapor irá penetrar na ranhura, bloqueando a passagem de líquido e causando o colapso da bomba capilar. Dando seqüência aos trabalhos experimentais, testes foram realizados para determinação deste limite capilar, ou seja, o limite da quantidade de calor possível de ser transportado pelo circuito. Tal limite está relacionado com a presença de interstícios entre a parede ranhurada e o perfil interno. Segundo medições experimentais (ver Apêndice B), a real pressão de bombeamento capilar das bombas testadas em laboratório foi medida em torno de 25% da pressão de bombeamento capilar teórica (ver Tabela 1). Consequentemente o calor trocado foi inferior ao valor calculado para o caso ideal. Na expectativa de melhorar este desempenho, novos esforços devem ser canalizados para novos projetos ou para uma montagem mais precisa dos perfis internos das bombas capilares.

Tabela 1 – Tabela comparativa entre os valores reais e teóricos das bombas capilares de ranhuras circunferenciais testadas.

BC	Pressão Capilar (Pa)		$\frac{\text{Real}}{\text{Teórico}}$ (%)	Limite Capilar (W)			$\frac{\text{Real}}{\text{Teórico 1}}$ (%)
	Teórico	Real		Teórico 1	Teórico 2	Real	
15°	1612*	405*	25%	130*	30*	25*	20%
30°	1612	233	15%	98	10	20	20%
45°	1612	404	25%	77	17	20	25%

*Todos os resultados teóricos e experimentais foram extraídos com acetona como fluido de trabalho
Teórico 1 – Valor calculado sem a presença de interstícios
Teórico 2 – Valor calculado com a presença de interstícios

A Figura 44, mostra a distribuição de temperaturas superficiais e a variação da pressão de trabalho para a bomba capilar com perfil interno posicionado em $\phi = 15^\circ$. De acordo esta Figura, pode-se notar que a bomba capilar conseguiu transferir potências inferiores a 25 W. Acima deste valor o sistema entrou em colapso. A partir de 3600 segundos com a potência elevada para 25W, pode-se observar que a temperatura superficial da bomba eleva-se para níveis que demonstram uma condição de colapso. Nesta condição as ranhuras internas secam, provocando o bloqueio do fluxo de líquido proveniente do condensador e, conseqüentemente, uma elevação brusca da temperatura superficial da bomba capilar. Para este teste em particular, pode-se observar também o efeito da recuperação da bomba capilar. A potência após o colapso, foi reduzida ao nível de potência em que se encontrava a bomba no início do teste. A resposta foi melhor se comparado com a bomba capilar de elemento poroso (ver Apêndice C). Pode-se notar claramente que a sua temperatura superficial respondeu muito bem a essa redução, voltando aos mesmos valores do início do teste. O reservatório foi fixado em 40°C e o criostato do condensador foi controlado em 15°C.

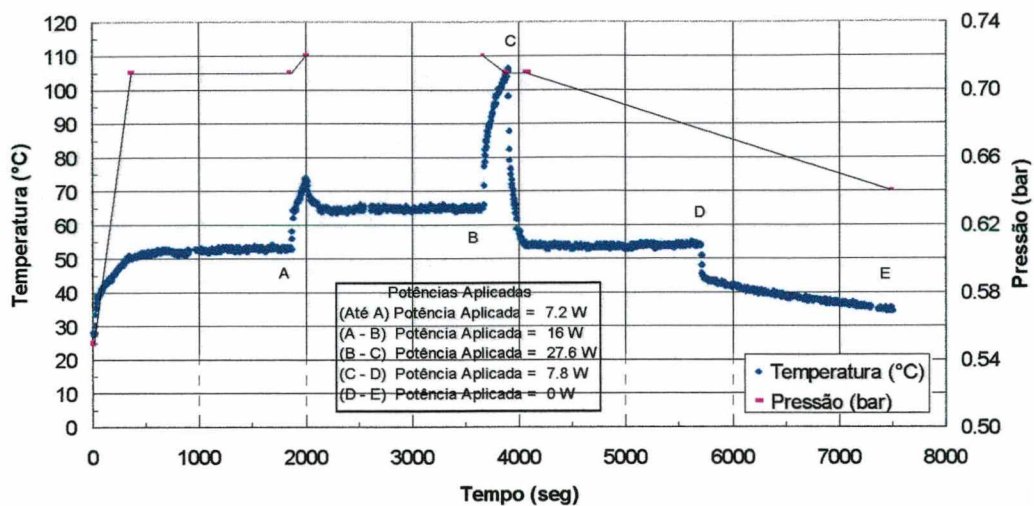


Figura 44 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar de $\phi = 15^\circ$.

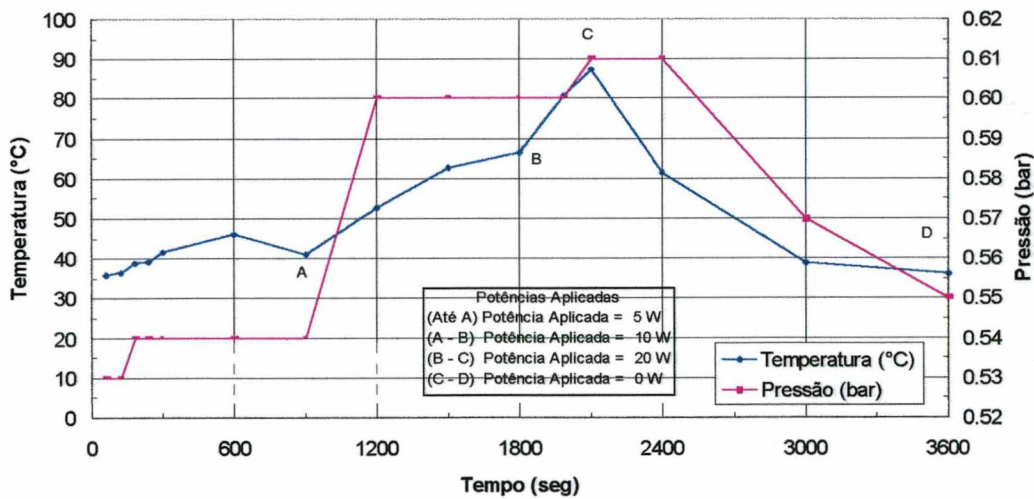


Figura 45 – Teste de limite capilar da bomba capilar de 30° .

A Figura 45 mostra o limite capilar da bomba de 30° , indicando uma potência máxima transferida de 20 W. Neste teste o reservatório foi fixado em 30°C e o criostato do condensador foi programado também para operar a 15°C . Este teste diferiu do anterior visto que no momento

em que ocorreu o colapso, a resistência elétrica foi desligada. Embora não esteja mostrado na Figura 45, testes subsequentes demonstraram mesmo comportamento térmico e capacidade de reativação da bomba capilar em caso de colapso.

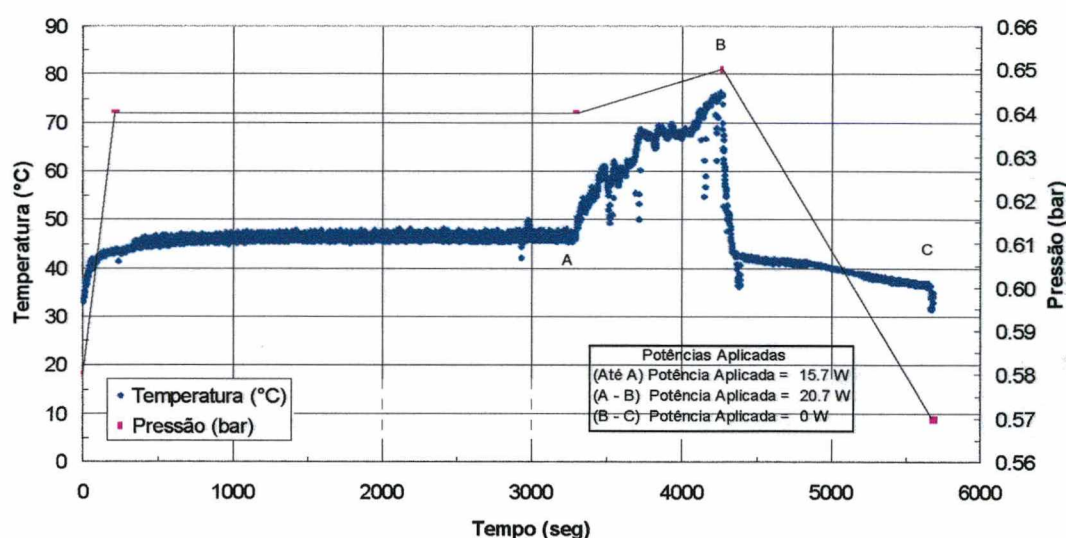


Figura 46 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar de ranhuras circunferenciais com perfil interno disposto em um ângulo de 45°.

Com a bomba capilar a 45°, os testes mostraram que a máxima potência que esta bomba conseguiu transportar foi também de 20W (ver Figura 46). Neste teste, a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e o criostato do condensador foi programado para operar a 15°C. Após o colapso da bomba capilar, a potência foi simplesmente desligada e a bomba retornou a temperatura ambiente. Novamente, testes subsequentes demonstraram mesmo comportamento térmico e capacidade de reativação da bomba capilar em caso de colapso.

A Figura 47 mostra novos resultados obtidos com a bomba capilar de 45°, agora com o objetivo de medir as temperaturas no interior do canal de líquido. Sondas para fixação de termopares foram instaladas no interior do canal de líquido de modo a visualizar o perfil de temperatura no momento do colapso da bomba. Uma análise simultânea da Figura 47 e da Figura

48, mostra que o perfil de temperaturas no interior do canal tem comportamento semelhante ao perfil de temperatura superficial no momento em que ocorre a situação de secagem das ranhuras. Ao contrário do que se esperava, no momento em que ocorre o colapso, a temperatura na entrada subiu mais do que a temperatura no final do canal da bomba capilar. Atribui-se esse fato ao provável deslocamento da bolha de vapor em contracorrente ao líquido subresfriado proveniente do condensador. Testes complementares precisam ser ainda realizados para comprovar o real comportamento térmico do líquido dentro do canal.

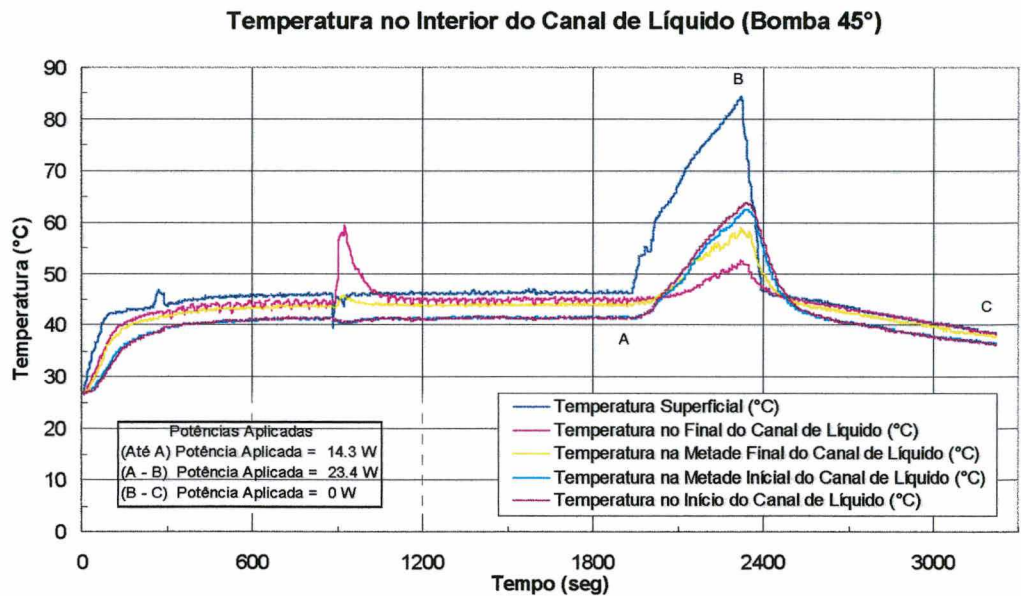


Figura 47 – Temperatura no interior do canal de líquido da bomba capilar de 45°.

Na Figura 48, pode-se verificar a elevação das temperaturas no interior do canal de líquido com o decorrer do tempo e para diferentes potências aplicadas. Novamente para este teste a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e a água de refrigeração do criostato do condensador foi mantida a 15°C.

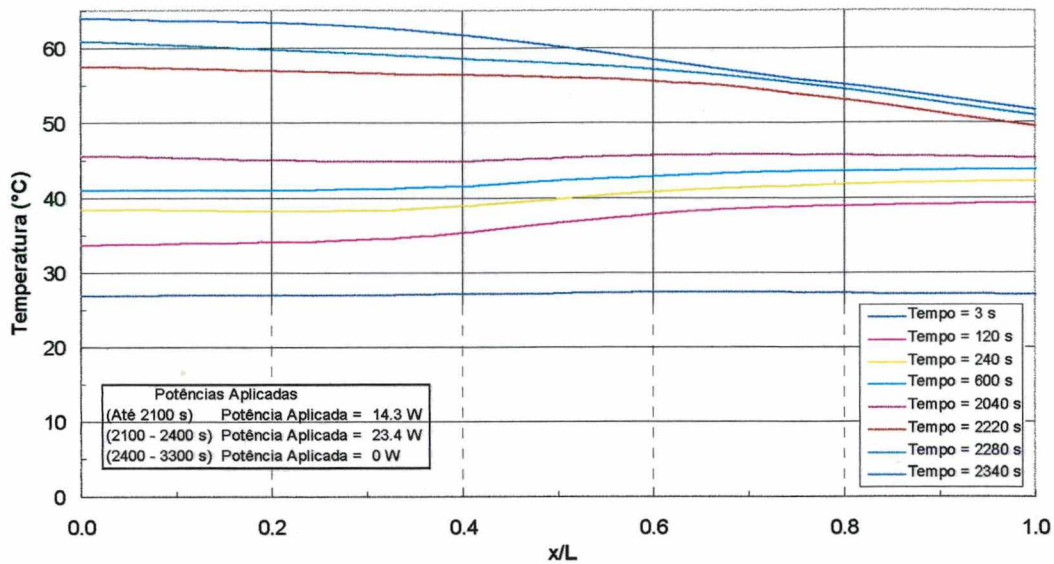


Figura 48 – Perfil de temperatura no interior do canal de líquido para diferentes tempos e para diferentes potências aplicadas.

5.3. Reativação

Aumentos bruscos na temperatura superficial da bomba capilar indicam a ocorrência de secagem das ranhuras. Para retornar à condição de bombeamento, é imperativo que se reduza a potência ou mesmo que se interrompa a alimentação elétrica da bomba capilar. Naturalmente, em uma condição real poderá não ser possível o simples desligamento da potência aplicada. Testes realizados com a bomba capilar de ranhura circunferencial comprovaram a sua capacidade de reativação mesmo com potências próximas do limite capilar. Como mostrado, anteriormente, a maioria das bombas retornou da condição de colapso.

Na Figura 49, pode-se notar o comportamento térmico para a bomba de 45° com a potência aplicada de 20 W, durante 40 minutos. Em seguida esta potência foi aumentada para 44W. Nesta condição, a temperatura superficial elevou-se bruscamente de 55 para 95°C, caracterizando nitidamente a condição de colapso. Após alguns instantes, essa potência foi reduzida para 10W, por aproximadamente 15 minutos. Neste período, a bomba voltou a

funcionar e a temperatura estabilizou-se em 45°C. Em seguida, a bomba foi novamente induzida à situação de colapso elevando-se a potência aplicada ao mesmo nível anterior de 44W. Essa potência foi reduzida novamente, agora para valores próximos dos 15W, onde mais uma vez a bomba voltou a funcionar. Alguns minutos depois, esta potência foi desligada e a bomba retornou a temperatura ambiente. Durante este teste a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e o criostato acoplado ao condensador foi programado para operar a 15°C.

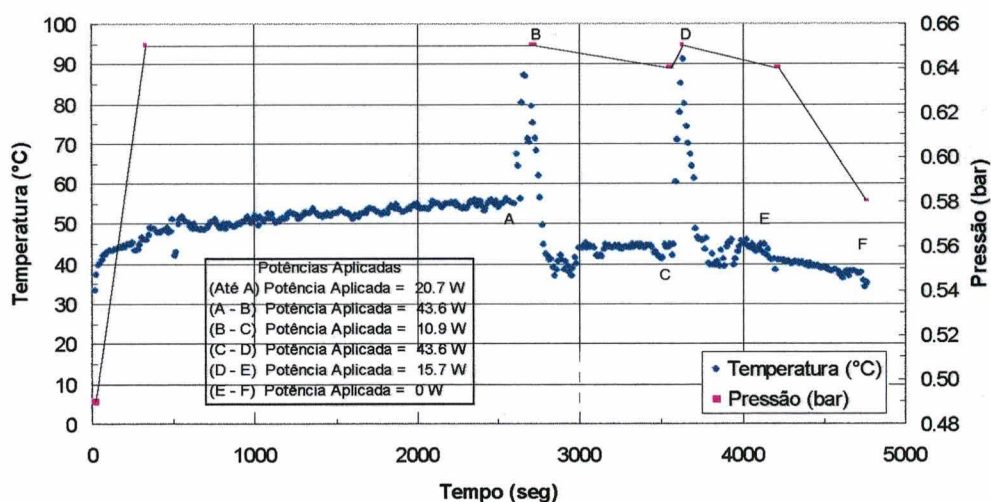


Figura 49 – Teste de reativação com a bomba capilar de 45°.

5.4. Gases Não-Condensáveis

Os motivos que podem levar uma bomba capilar ao colapso, além de uma eventual falha na estrutura capilar pode ser a presença de bolhas de vapor ou de NCG no canal de líquido. Bolhas de vapor e NCG podem bloquear o escoamento do fluido de trabalho nas ranhuras e deteriorar o funcionamento operacional do CPL. Bolhas de vapor podem ser minimizadas mediante a injeção de líquido subresfriado diretamente no final do canal da bomba capilar. Não

se pode afirmar o mesmo para NCG. Sua presença depende da combinação do fluido de trabalho com os materiais utilizados. Mesmo em sistemas constituídos por alumínio/amônia há a formação de NCG.

Tabela 2 – Quantidade de argônio (NCG) injetado no circuito.

	Teste1		Teste2		Teste3		Teste4		Teste5	
	A	T	A	T	A	T	A	T	A	T
Volume ($\cdot 10^{-6} \text{ m}^3$)	0	0	0.35	0.35	0.71	1.06	1.04	2.10	3.39	5.49
Massa ($\cdot 10^{-6} \text{ kg}$)	0	0	0.28	0.28	0.56	0.84	0.84	1.68	2.78	4.46

A – Adicionado ao circuito

T – Total acumulado no circuito

Com o objetivo de estudar a influência de NCG, testes foram realizados com a bomba capilar de 15° , injetando-se quantidades conhecidas de argônio no circuito. Nesse caso, o argônio se comporta como NCG e, que ao se alojar no interior da bomba capilar, pode interferir no processo de alimentação de líquido, provocando o colapso da bomba capilar. Para realizar estes testes, uma bancada auxiliar foi montada junto a entrada da bomba capilar no CPL (ver Figura 50 e Figura 51) e quantidades conhecidas de argônio foram injetadas. Na Tabela 2 estão indicadas as quantidades de argônio, que foram injetadas para cada teste. O volume total do canal de líquido da bomba capilar é de $4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Para a pressão de operação medida em 0,5 bar, a massa correspondente de argônio foi calculada em $3,36 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$.

Para controle da quantidade injetada a bancada auxiliar foi pressurizada com argônio até uma pressão conhecida. Conhecidas pressão e volume, pode-se então calcular a quantidade de argônio que entrou para o circuito, após a equalização das pressões entre bancada auxiliar e CPL. O primeiro teste foi realizado sem argônio. Para o segundo teste foi adicionado $0,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ de

gás argônio, foi observado seu comportamento repetindo-se o mesmo procedimento realizado anteriormente.



Figura 50 – Circuito auxiliar para injeção de NCG.

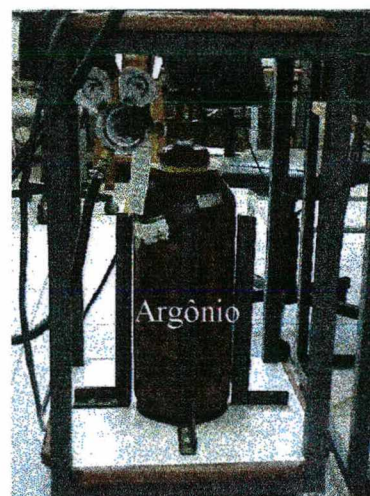


Figura 51 – Cilindro de argônio.

Esta quantidade foi estipulada, de acordo com o equivalente a $1/3$ do volume do canal de líquido da bomba capilar. Os testes se repetiram sucessivamente até que a quantidade total de gás fosse superior ao volume do canal. Pode-se notar claramente no gráfico da Figura 52 que a temperatura superficial da bomba capilar foi aumentando à medida que mais argônio foi injetado.

As pressões atuantes dentro do circuito também seguiram este mesmo caminho, aumentando à medida em que mais e mais argônio foi adicionado ao CPL. Deste modo pode-se tecer uma conclusão importante, no tocante a presença de NCG dentro do CPL. Pode-se afirmar que apesar da presença de grande quantidade de NCG, ao contrário do que acontece com bombas capilares de elementos porosos, bombas capilares de ranhuras circunferenciais funcionam sem problemas. Naturalmente deve existir um limite em que o circuito deixa de funcionar. No caso de bombas capilares de elementos porosos, para impedir o acesso de NCG ao canal de líquido, costuma-se instalar isoladores na tubulação de entrada da bomba capilar (Antoniuk, 1995).

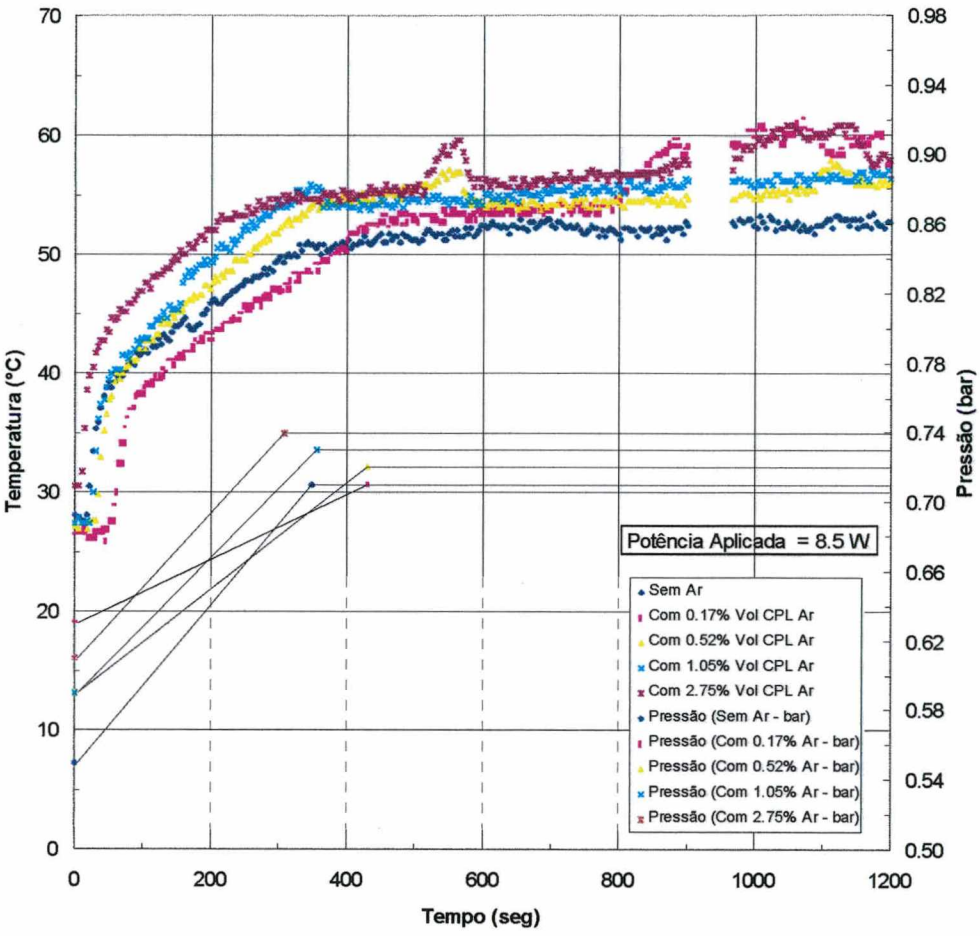


Figura 52 – Influência do argônio (NCG) na operação da bomba capilar.

6. Conclusões

Resultados experimentais e teóricos foram obtidos para três tipos de bombas capilares de ranhuras circunferenciais e duas de elementos porosos. Em termos gerais pode-se concluir:

- Bombas capilares de ranhuras circunferenciais tiveram um comportamento térmico satisfatório. Não houve problemas de partida e as bombas capilares foram capazes de retornar da condição de colapso, apenas com uma pequena redução da potência aplicada.
- Para uma mesma potência aplicada de 8 W e temperatura de vapor mantida em 40°C, a temperatura superficial da bomba de $\phi = 45^\circ$ ficou estabilizada em 43°C, isto é, apenas 3 K de diferença e significativamente inferior se comparada com a mesma temperatura para o caso da bomba de $\phi = 15^\circ$ (ver Figura 53).
- Bombas capilares com o perfil posicionado em $\phi = 15^\circ$ e 45° tiveram melhor desempenho. Isso não quer dizer que elas sejam melhores, já que diversos problemas de montagem foram identificados, principalmente nas bombas de $\phi = 30^\circ$.
- Em todos os casos estudados e testados, há a presença de bolhas de vapor no canal de alimentação. Mesmo assim, todas as bombas funcionaram normalmente. A opção por baixas temperaturas de subresfriamento, entretanto, minimiza as instabilidades inerentes à presença dessas bolhas, promovendo seu colapso já no interior da bomba capilar.
- Resultados experimentais demonstraram também que gases não condensáveis têm pouca influência sobre o funcionamento das bombas capilares de ranhuras circunferenciais.
- Bombas capilares de elemento poroso fabricadas na UFSC foram também testadas com relativo sucesso. Para uma mesma condição operacional e capacidade de bombeamento, bombas de ranhuras circunferenciais apresentaram um melhor comportamento térmico (ver

Figura 54). Ambas as bombas tiveram problemas de montagem e, por isso, os resultados são considerados preliminares. Novas bombas precisam ser construídas com os devidos cuidados, para então serem novamente testadas.

- Todas as bombas testadas tiveram boa concordância com os resultados teóricos (ver Figura 55).
- O modelo matemático aponta para uma maior capacidade das bombas capilares de $\phi = 15^\circ$ (ver Figura 55). Na prática, isso não ficou comprovado devido a existência de interstícios entre perfil e parede ranhurada e sua influência na capacidade de bombeamento capilar (ver Figura 56).
- Baixas temperaturas de subresfriamento são desejáveis. No caso calculado para amônia como fluido de trabalho, operando a 10°C , temperaturas de subresfriamento inferiores a -20°C são requeridas.
- Para aplicações que impliquem em altas taxas de transferência de calor, amônia se apresenta como fluido de trabalho desejável.

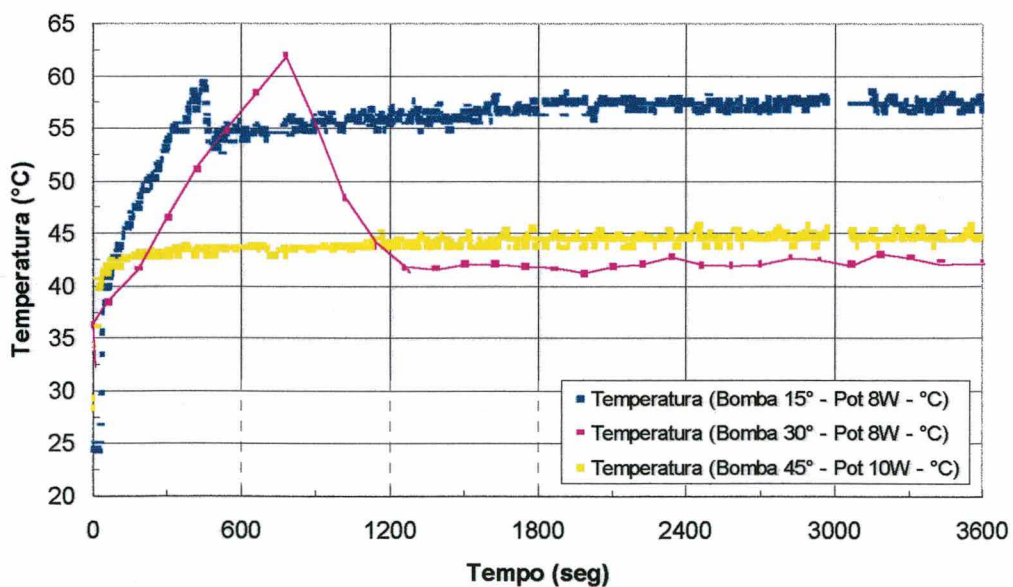


Figura 53 – Comparação entre as bombas capilares de ranhuras circunferenciais testadas (Perfil interno localizados a $\phi=15^\circ$, 30° e 45°).

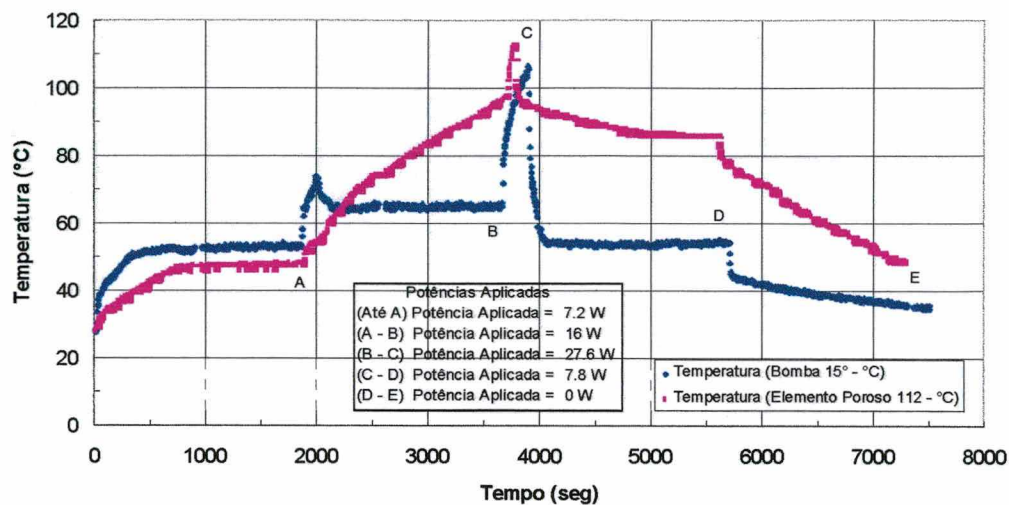


Figura 54 – Comparação entre as bombas capilares de ranhura circular ($\phi=15^\circ$) e de elemento poroso.

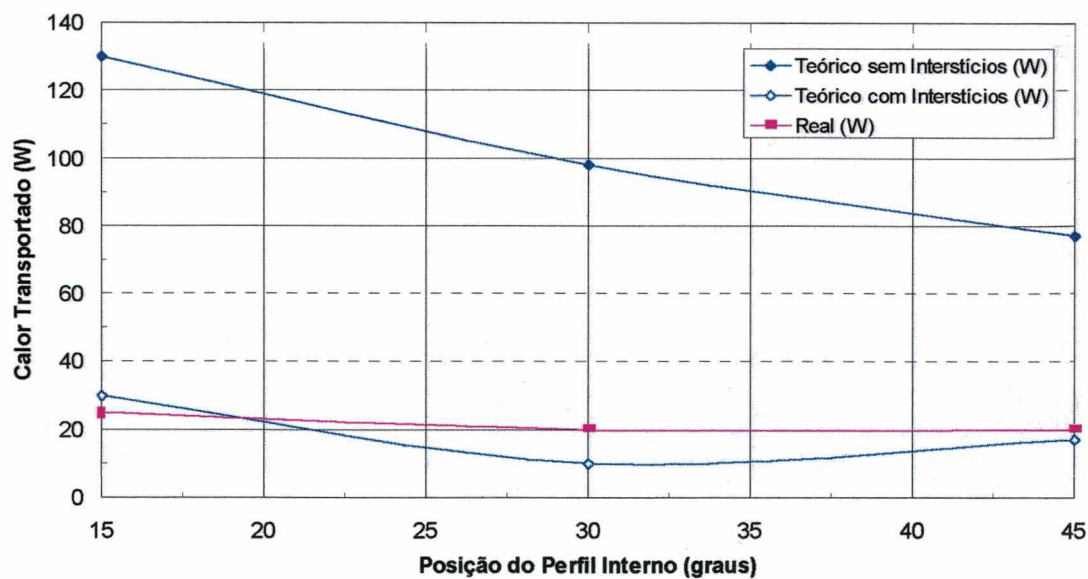


Figura 55 – Comparação entre os valores teóricos e experimentais do calor transportado.

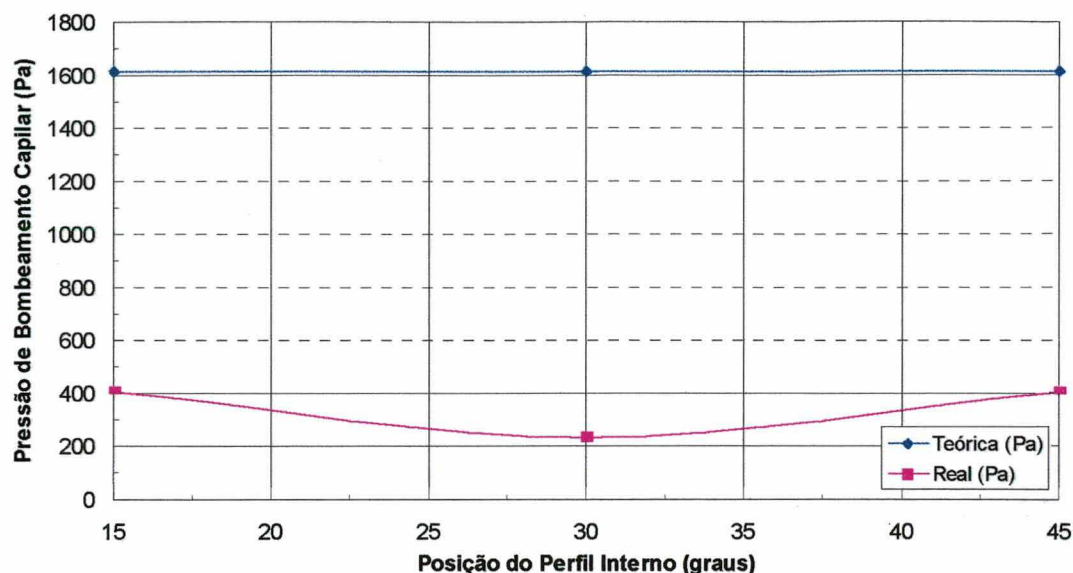


Figura 56 – Comparação entre os valores teóricos e reais da pressão de bombeamento capilar.

Novos trabalhos são sugeridos no sentido de:

- Construir novas bombas capilares de ranhuras circunferenciais que apresentem parâmetros geométricos otimizados, para testes em laboratório e em condições de microgravidade, utilizando amônia como fluido de trabalho.
- Pesquisar novos materiais e novas geometrias para o perfil interno para minimizar a presença de interstícios junto à parede ranhurada da bomba capilar.
- Testar bombas capilares de ranhuras circunferenciais montadas em paralelo, no sentido de atender pela demanda térmica de diferentes fontes de calor aplicadas sobre uma mesma placa evaporadora.
- Testar bombas capilares de ranhuras circunferenciais acopladas a coletores solares planos e parabólicos, visando aplicações industriais.

Referências Bibliográficas

- 1) Alario, J., Haslett, R., Kossan, R., "The Monogroove High Performance Heat Pipe", Proceedings 17th Thermophysics Conference, AIAA, Palo Alto, California, Technical Paper No.811156, 1981.
- 2) Antoniuk, D., "An Investigation of the CAPL Flight Experiment Thermal Anomalies", Technical Paper 951717, 25th International Conference on Environmental Systems, July 10-13, San Diego, California., 1995.
- 3) Antoniuk, D., Pohner, J., "Deleterious Effects of Non-Condensable Gas During Capillary Pumped Loop Startup", 24th International Conference on Environmental System, 5th European Symposium on Space Environmental Control System, June 20-23, Friedrichshafen, Alemanha, 1994.
- 4) Arpaci, V. S., "Conduction Heat Transfer", Addison-Wesley Publishing Company, 1996.
- 5) Bazzo, E., "Investigação Teórica e Experimental de Circuitos de Bombas Capilares", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1996A.
- 6) Bazzo, E., Camargo, H. V. R., "Performance of High-Capacity Grooved Heat Pipes Applied to a Two-Phase Heat Transfer Loop", 7th Congresso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, Salta, Argentina, Vol. II, pg. 487/491, 1998.
- 7) Bazzo, E., Colle, S., "Bombas Capilares Aplicadas a Circuitos de Transferência de Calor de Dupla-Fase", Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Florianópolis, Brasil, 1995.
- 8) Bazzo, E., Colle, S., "Study of Design Parameters of Circumferentially Grooved Heat Pipes to Be Applied to a CPL". Proceedings of 27th. International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, USA, Technical Paper No. 972452, 1997.

- 9) Bazzo, E., Colle, S., Groll, M., "Theoretical and Experimental Study of a CPL Using Freon 11 as the Working Fluid", RBCM – Journal of the Braz. Mechanical Sciences, Vol XXI, nº1, pag. 17/28, Brazil, 1999.
- 10) Bazzo, E., Colle, S., Groll, M., Brost, O., "Bombas Capilares Aplicadas a Circuitos de Transferência de Calor de Doble Fase". Informacioón Tecnológica, Vol. 8, No. 4, pag 355/364, La Serena, Chile, 1997.
- 11) Bazzo, E., Groll, M., Brost, O., "Experimental and Theoretical Investigations with a Mechanically and Capillary Pumped Two-Phase Loop", Proceedings of the First ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, Noordwijk, Netherlands, 1993.
- 12) Bazzo, E., Groll, M., Brost, O., Colle, S., "Circunferentially Grooved Heat Pipes Applied to a Capillary Pumped Two-Phase Loop", 24th International Conference on Environmental System, 5th European Symposium on Space Environmental Control System, June 20-23, Friedrichshafen, Alemanha, 1994.
- 13) Bazzo, E., Groll, M., Colle, S., "Hydrodynamic Analysis and Capillary Limitation of Circunferentially Grooved Heat Pipe Evaporators", 4th International Heat Pipe Symposium, May 16-18, Tsukuba, Japão, 1994.
- 14) Bazzo, E., Mantelli, M. B. H., "Study of Design Parameters of a Small Scale CPL", 28th International Conference on Environmental System, Danvers, EUA, 1998.
- 15) Bazzo, E., Passos, J. C. e Colle, S., "Comportamento Térmico de Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais", VI ENCIT / VI LATCYM, Vol. 2, pp. 889 a 893, Florianópolis, Brasil, 1996B.
- 16) Bejan, A., "Convection Heat Transfer", John Wiley & Sons Inc., 2º Ed., 1995.

- 17) Buchko, M., "The HST Science Instruments Cooling Systems: Flight Tests Results for the HST Orbital Systems Test (HOST) Capillary Pumped Loop", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, USA, 1999.
- 18) Butler, D., "Overview of CPL and LHP Applications on NASA Missions", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, USA, 1999.
- 19) Butler, D., Hoang, T., "The Enhanced Capillary Pumped Loop Flight Experiment: A Prototype of the EOS Platform Thermal Control System", 26th Thermophysics Conference, June 24-26, Honolulu, EUA, 1991.
- 20) Camargo, H. V. R., Bazzo, E., Santos, G. M. dos, Silva, A. F. C. da, "Comportamento Térmico do Líquido de Alimentação em Bombas Capilares", 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, Brasil, Vol. I, pg. 597/603, 1998.
- 21) Camargo, H. V. R., Santos, G. M. dos, Heinen, L., "Circuitos de Bombas Capilares", Congresso Regional de Engenharia Mecânica, Florianópolis, Brasil, 1996.
- 22) Cullimore, B. A., "Start Up Transient in Capillary Pumped Loops", 26th Thermophysics Conference, June 24-26, Honolulu, EUA, 1991.
- 23) Delil, A. A. M., Heemskerk, J. F., Dubois, M., Oost, S. Van, Supper, W., Aceti, R., "In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology: TPX/G557 Flight Results", 24th Int. Conference on Environmental System, 5th European Symposium on Space Environmental Control System, 20-23, Friedrichshafen, Alemanha, 1994.
- 24) Delil, A. A. M., Heemskerk, J. F., Supper, W., "TPX: Two-Phase Experimental for Get Away Special G-557", 21st International Conference on Environmental System, July 15-18, San Francisco, EUA, 1991.
- 25) Dubois, M., Mullender, B., Supper, W., "Space Qualification Results of High Capacity Grooved Heat Pipes". Proceedings of 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, USA, Technical Paper No. 972453, 1997.

- 45) Ku, J., Kroliczek, E. J., "The Hybrid Capillary Pumped Loop", 18th Intersociety Conference on Environmental Systems, July 11-13, San Francisco, EUA, 1988.
- 46) Ku, J., Kroliczek, E. J., Butler, D., Schweickart, R. B., McIntosh, R., "Capillary Pumped Loop GAS and Hitchhiker Flight Experiments", 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 2-4, Boston, EUA, 1986.
- 47) Ku, J., Kroliczek, E. J., McIntosh, R., "Analytical Modeling of the Capillary Pumped Loop", 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, May 25-29, França, 1987.
- 48) Ku, J., Kroliczek, E. J., McIntosh, R., "Capillary Pumped Loop Technology Development", 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, França, 1987.
- 49) Ku, J., Kroliczek, E. J., Taylor, W. J., McIntosh, R., "Functional and Performance Tests of Two Capillary Pumped Loop Engineering Models", 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 2-4, Boston, EUA, 1986.
- 50) Maidanik, Y. F., Fershtater, Y. G., Goncharov, K. A., "Capillary-Pump Loop for the Systems of Thermal Regulation of Spacecraft", 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems, October 21-24, Florence, Italy, 1991.
- 51) Maliska, C. R., "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional, Fundamentos e Coordenadas Generalizadas", Ed. LTC S.A., 1995.
- 52) Monde M., Kusuda, H. and Uehara, H., "Critical Heat Flux During Natural Convective Boiling in Vertical Rectangular Channels Submerged in Saturated Liquid". ASME, Journal of Heat Transfer Transaction, Vol.104, pp.300-303, 1982.
- 53) Müller, R., "Design and Test of a Two-Phase Coldplate", 3rd European Symposium on Space Thermal Control & Life Support Systems, Oct 3-6, Noordwijk, Holanda, 1988.
- 54) Müller, R., "Development of a High Performance Heat Pipe for Thermal Control in Future Spacecraft", 7th International Heat Pipe Conference, May 21-25, Minsk, USSR, 1990.

- 26) Ebeling, W. D., Fischer, W. P. P., Keller, K., "Heat Transfer in Porous Insulations", 24th International Conference on Environmental System, 5th European Symposium on Space Environmental Control System, June 20-23, Friedrichshafen, Alemanha, 1994.
- 27) Edelstein, F., Brown, R., Koubek, K., "Design and Test of a Two-Phase Monogroove Cold Plate", 20th Thermophysics Conference, June 19-21, Williamsburg, EUA, 1985.
- 28) Faghri, A., "Heat Pipes Science and Technology", Taylor & Francis, 1995.
- 29) Figus, C., Ounougha, L., Dunbar, N., Supper, W., "Development of a Thermal Control Reservoir for CPL Applications Working With or Against Gravity", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 30) Fox, R. W., McDonald, A. T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos", 3^oEd., Editora Guanabara Koogan, 1988.
- 31) Gilmore, D. G., "Satellite Thermal Control Handbook", The Aerospace Corporation Press, 1994.
- 32) Goncharov, K. A., Kotlyarov, E. Y., Smirnov, F. Y., Schlitt, R., Beckmann, K., Müller, R., "Investigation of Temperature Fluctuations in Loop Heat Pipes", 24th International Conference on Environmental System, 5th European Symposium on Space Environmental Control System, June 20-23, Friedrichshafen, Alemanha, 1994.
- 33) Goncharov, K.A., Nikitkin, M.N., Golovin, O.A., Fershtater, Yu.G., Maidanik, Yu.F., Piukov, S.A., "Loop Heat Pipes in Thermal Control Systems for OBZOR Spacecraft". Proceedings of 25th International Conference on Environmental Systems, San Diego, USA, Technical Paper No. 951555, 1995.
- 34) Hoang, T., "Development of an Advanced Capillary Pumped Loop", Technical Paper 972325, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, 1997.

- 35) Hoang, T., "Transient Modeling of Loop Heat Pipes", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 36) Incropera, F. P., Witt, D. P. de, "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa", 3^o Edição, Guanabara Koogan, 1992.
- 37) Khrustalev, D., "Inexpensive Small-Scale Loop Heat Pipes with In Situ Sintered Wicks", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 38) Kim, J., Hoang, T. T., "Serial / Multiple Evaporator Hybrid Loop Heat Pipe", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 39) Kreeb, H., Siepmann, R., Supper, W., "Two-Phase Loop Heat Transport Systems", 19th Intersociety Conference on Environmental Systems, San Diego, California, 1989.
- 40) Kroliczek, E. J., Ku, J., Ollendorf, S., "Design, Development and Test of a Capillary Pump Loop Heat Pipe". Paper 841720, Proceedings of the AIAA 19th. Thermophysics Conference. Snowmass, June 25-28, 1984.
- 41) Ku, J., "Overview of Capillary Pumped Loop Technology", ASME 29th National Heat Transfer Conference, August 8-11, Atlanta, HTD-Vol.236, 1993.
- 42) Ku, J., Hoang, T., "Start-Up Behaviors in the CAPL 2 Flight Experiment", Technical Paper 972328, 27th International Conference on Environmental Systems, July 14-17, Lake Tahoe, Nevada, 1997A.
- 43) Ku, J., Hoang, T., "Testing of a Capillary Pumped Loop with Multiple Parallel Starter Pumps", 27th International Conference on Environmental System, July 14-17, Lake Tahoe, EUA, 1997B.
- 44) Ku, J., Kobel, M., Bugby, D., Kroliczek, E., Baumann, J., Cullimore, B., "Flight Testing of a Cryogenic Capillary Pumped Loop", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.

- 55) Nienberg, J., Antoniuk, D., "EOS Chemistry CPL Qualification (CCQ) Flight", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, USA, 1999.
- 56) Ochterbeck, J. M., Li, T., Chopin, F., Long, J. B., Yan, Y., "Capillary Pumped Loop and Loop Heat Pipe Transients: Issues of Starup, Wick Conductivity, Pressure Oscillations, and Power Cycling", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, 1999, USA.
- 57) Ottenstein, L., "Capillary Pumped Loop 3 Flight Experiment Overview", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, 1999, USA.
- 58) Peterson, G. P., "An introduction to Heat Pipes. Modeling, Testing, and Applications", John Wiley & Sons Inc., 1994.
- 59) Phillips, A., "Skin as Radiator, Integrating LHP's with Composite Panels", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17–19, Maryland, USA, 1999.
- 60) Platel, V., Butto, C., Grampeix, J. Y., Joly, J. L., "Modèle d'évaporateur d'une Boucle Diphasique à Pompée Capillaire", Générale de Thermique, Elsevier, França, pg. 434/450, 1996.
- 61) Reimbrecht, E.G., Fredel, M.C., Bazzo, E., Pereira, F.M. "Manufacturing Microstructural Characterization of Sintered Nickel Wicks for Capillary Pumps", I Brazilian Simposium of Struturology, NADCEM, Belo Horizonte, Brazil, 1998.
- 62) Roukis, S. L., Kroliczek, E., Hall, G., "COMET Service Module Thermal Control System Design Using a Capillary Pumped Loop", 22nd International Conference on Environmental System, July 13-16, Seattle, EUA, 1992.
- 63) Santos, G. M. dos, Silva, A. F. C. da, Camargo, H. V. R., Bazzo, E., "Análise da Transferência de Calor na Parede de Bomba Capilares de Ranhuras Circunferenciais", 7th Congresso Latinoamericano de Tranferencia de Calor y Materia, Salta, Argentina, Vol. II, pg. 492/496, 1998.

- 64) Schember, H. R., "Network Optimization of Line Diameters for Two-Phase Thermal Management Systems", 4th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 2-4, Boston, EUA, 1986.
- 65) Schlitt, R., "Performance Characteristics of Recently Developed High-Performance Heat Pipes", The Heat Pipe Engineering, Vol. 16, N° 1, pag. 44-52, EUA, 1995.
- 66) Stenger, F. J., "Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary-Pumped Heat Transfer Loops", NASA TM-X-1310, NASA Lewis Research Center, Cleveland, USA, 1966.
- 67) Stoecker, W. F., Jones, J. W., "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw Hill do Brasil, 1985
- 68) Teles, T. N., "Investigação Experimental de Uma Placa de Resfriamento Constituída de Bombas Capilares com Ranhuras Circunferenciais de Secção Triangular", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1996.
- 69) Tjiptahardja, T., Amidieu, M., VanOost, S., Douchamps, O., Bekaert, G., Mauduyt, J., Puillet, C., "STENTOR CPL: Development Model Ground Test and Modeling Results", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 70) TRW, "TRW Space Data Book", TRW Space & Technology Group, 4th Edition, 1992.
- 71) Wirsch, P. J., Thomas, S. K., "Performance of Characteristics of a Stainless Steel/Ammonia Loop Heat Pipe", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol 10, n° 2, April - June, USA, 1996.
- 72) Wrenn, K. R., "Verification of a Transient Loop Heat Pipe Model", Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices, May 17-19, Maryland, USA, 1999.
- 73) Wulz, H. G., "The Principles of Capillary Pumping", 1st ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology, Noordwijk, Holanda, 1993.

- 74) Wulz, H. G., Embacher, E., "Capillary Pumped Loops for Space Applications: Experimental and Theoretical Studies on the Performance of Capillary Evaporator Designs", AIAA paper N° 901739, 1990.
- 75) Wylen, G. J. Van, Sonntag, R. E., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", 2º Edição, Editor Edgard Blücher LTDA., 1992.

Anexos

A. Projeto e Montagem da Bancada Experimental

A.1. Bancada de Testes

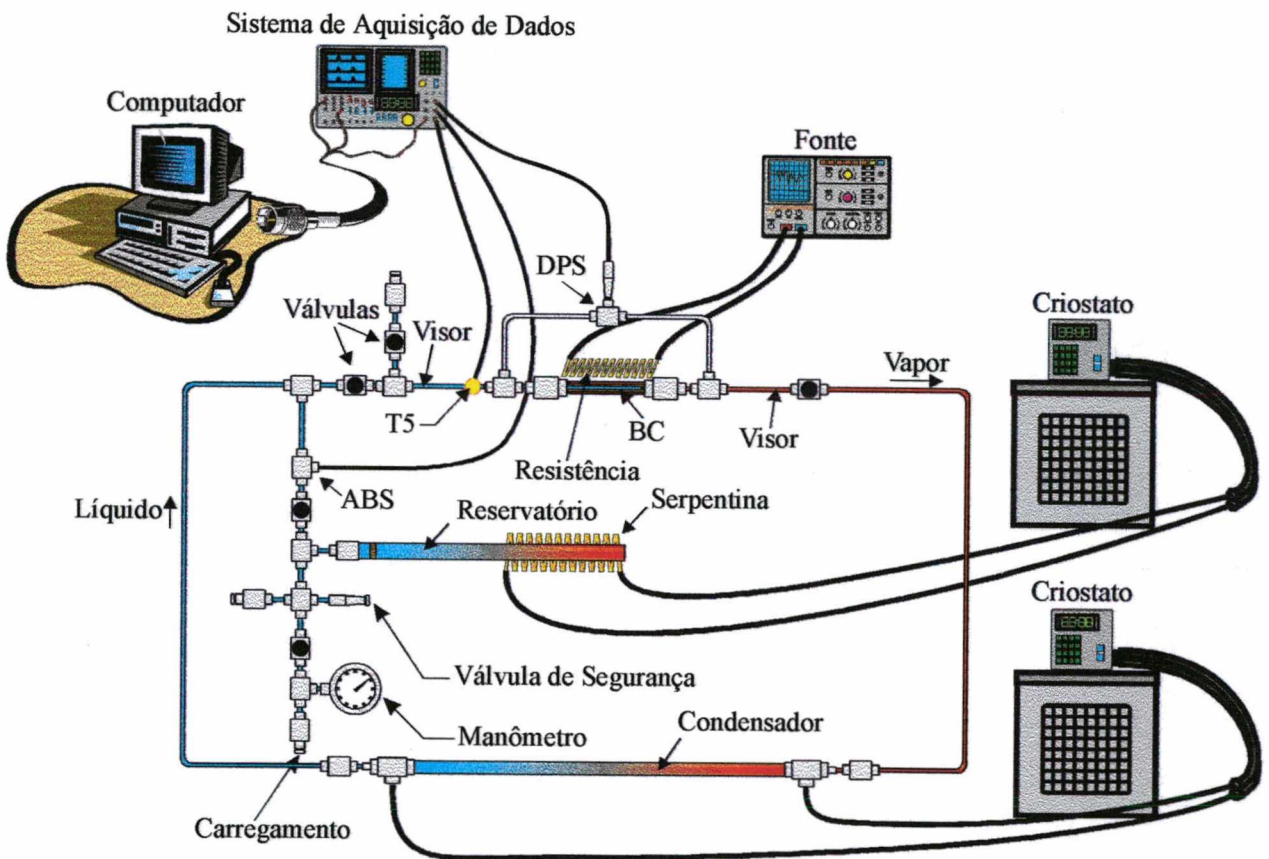


Figura 57 – Esquema da bancada experimental.

A.2. Bomba Capilar

O CPL não tem partes móveis mecânicas, e por isso é um sistema livre de vibrações. Isto aumenta a segurança do sistema. É um sistema auto regulador e passivo de modo que cada

evaporador (bomba capilar, ver Figura 58) bombeia a quantidade de líquido requerida pela entrada do calor no sistema e converte tudo em vapor.

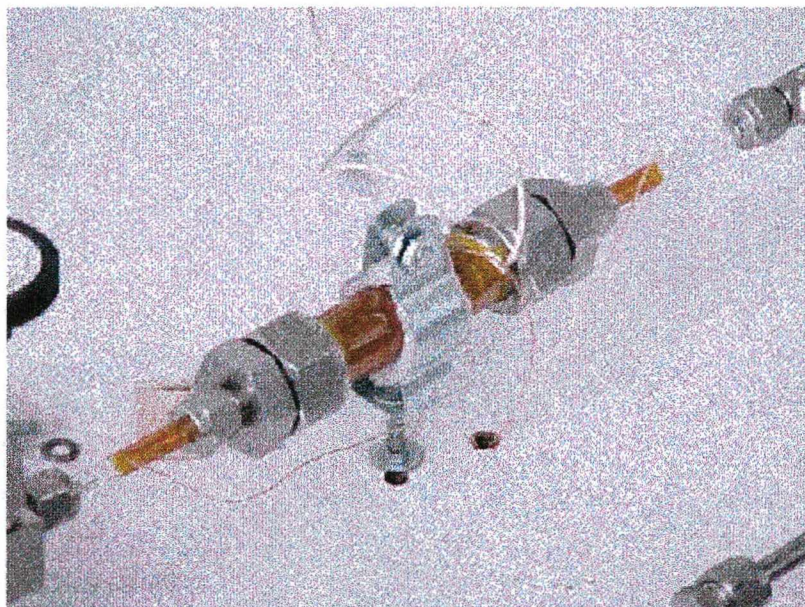


Figura 58 – Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

A bomba capilar consiste de um tubo de alumínio com ranhuras circunferenciais internas de \varnothing_{ext} igual a 19 mm, \varnothing_{int} de 16 mm e comprimento útil (L) de 55 mm. A Figura 59, mostra a estrutura interna da bomba capilar e acessórios necessários à sua montagem.



Figura 59 – Bomba de ranhuras circunferenciais, calços e tampões de Teflon.

Um perfil retangular de aço inoxidável (ver Figura 60) é inserido no interior do tubo sem a obstrução das ranhuras e fixado com calços de Teflon, de modo a separar um canal para alimentação de líquido e outro para saída do vapor. Ambos os canais são bloqueados com tampões de Teflon em lados opostos de modo a não permitir a passagem de vapor para a linha de líquido (ver Figura 59). A movimentação de líquido para o canal de vapor ocorre pelas ranhuras circunferenciais, unicamente por efeito capilar. A montagem desse perfil tem se revelado de extrema dificuldade, uma vez que a presença de interstícios no contato do perfil com a parede interna do tubo pode prejudicar o trabalho de bombeamento capilar do sistema. Cuidados especiais vêm sendo dispensados nos trabalhos de retificação do perfil, de forma a garantir precisão nas dimensões e cantos vivos em toda sua extensão.

A presença de bolhas de vapor pode ser uma consequência da existência desses interstícios, como também pode ser uma consequência da fuga de calor da parede do tubo para o canal de alimentação de líquido.



Figura 60 – Perfis em aço inoxidável AISI 304 para as bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

Foi utilizada uma fonte de potência da Heinzinger, modelo PTN 125-10 (ver Figura 61), juntamente com uma resistência elétrica plana (skin heater, ver Figura 62) de dimensões 60 mm X 40 mm e 12.4Ω para gerar potências de até 200 W.

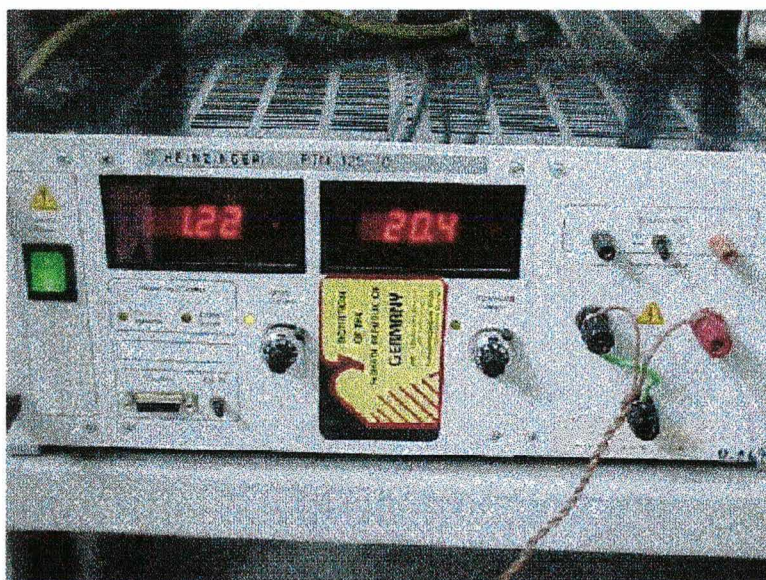


Figura 61 – Fonte.

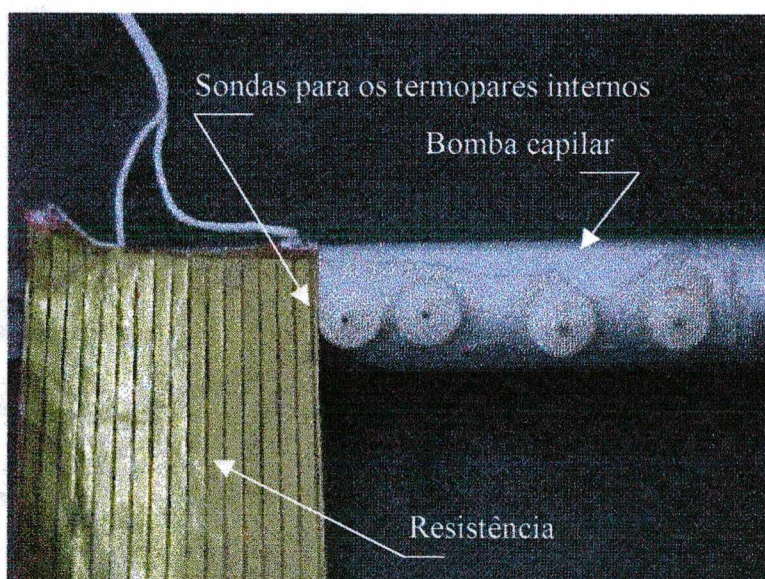


Figura 62 – Resistência elétrica e bomba com termopares internos.

A.3. Condensador

Um condensador de tubos concêntricos de aço inoxidável AISI 304, com \varnothing_{ext} 15 mm e \varnothing_{int} 10 mm em contracorrente (ver Figura 63) foi construído para trocar calor entre o fluido de trabalho do circuito e o criostato.

Um criostato Lauda RUK 40 S (ver Figura 64) foi instalado no condensador para dissipar o calor transportado pelo CPL. Nesta etapa do processo, o monoetilenoglicol aquoso foi substituído pela água no criostato, e o fluido de trabalho passou a ser a acetona.

O projeto do condensador teve como parâmetros os dados relacionados na Tabela 3, onde de posse destes valores, um cálculo simples pode ser realizado, levando-se em conta as propriedades dos fluidos de trabalho e as equações pertinentes, que podem ser encontradas na bibliografia (Incropera and Witt, 1992, Faghri, 1995).

Inicialmente, o condensador deveria ser projetado para trocar 200 W entre amônia como fluido de trabalho do circuito e monoetilenoglicol aquoso (50%), mas por medida de segurança os experimentos foram realizados utilizando-se acetona como fluido de trabalho no circuito e água destilada no criostato.

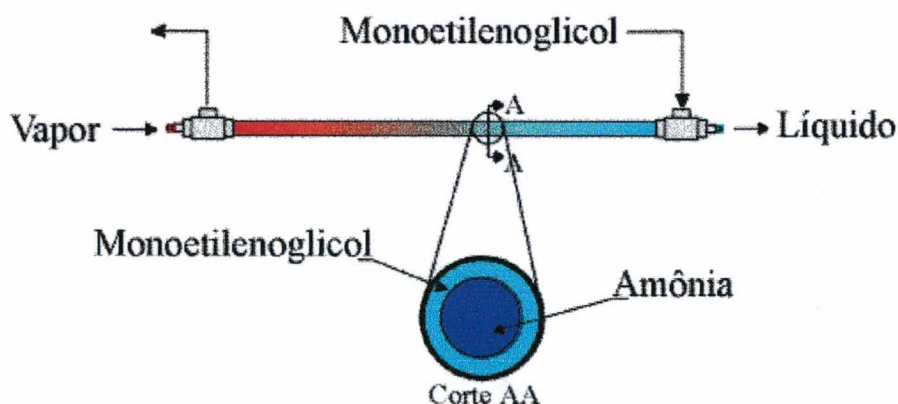


Figura 63 – Condensador.

Tabela 3 – Dados para cálculo do condensador.

	Fluido Quente: Amônia	Fluido Refrigerante: Monoetilenoglicol Aquoso
Temperaturas	$T_{h1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{h2} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{c1} = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{c2} = -14\text{ }^{\circ}\text{C}$
Dimensões	$\varnothing_{int} = 7,95\text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 10,15\text{ mm}$	$\varnothing_{int} = 10,15\text{ mm}$ $\varnothing_{ext} = 12,90\text{ mm}$

A título de curiosidade, em projetos de controle térmico em satélites e estações orbitais o condensador tem que ser protegido contra impacto de meteoritos, pois estes podem rasgar os tubos e depressurizar o circuito, levando todo o controle térmico do satélite à falência. Para contornar isto, utilizam-se tubos de calor (heat pipes) ligando o condensador à parte externa das espaçonaves (Ku, 1993). Em testes em terra tais aparatos não são necessários.



Figura 64 – Criostato.

A.4. Reservatório

O reservatório é utilizado para controle da temperatura e da pressão de trabalho do circuito, independente de mudanças na carga aplicada ou nas condições ambientais. O reservatório também pode servir como auxílio para o bombeamento capilar, pois pode ser colocado em diferentes posições na vertical para compensar a perda de carga ao longo do percurso (tilt). A quantidade de líquido no circuito depende do balanço entre a pressão no reservatório (saturação) e a pressão de trabalho no circuito. Esta pressão do circuito, inicialmente depende da potência que está sendo dissipada pela bomba capilar. Após algum tempo, esta pressão será compensada pela pressão no reservatório, fazendo com que líquido entre ou saia do reservatório para equilibrar as diferentes pressões e fazer com que o circuito trabalhe sempre na pressão desejada controlada pelo ajuste da temperatura de saturação no reservatório por meio de resistências elétricas ou no caso do presente trabalho uma serpentina conectada a um criostato (ver Figura 65). Para prevenir eventuais faltas de líquido no circuito, o reservatório acomoda cerca de 10 a 30% a mais de líquido que o volume total do circuito (Cullimore, 1991).

O reservatório foi portanto dimensionado com base no volume total do circuito, conforme descrito abaixo:

$$V_T = V_{BC} + V_{CD} + V_{LL} + V_{LV} \quad (33)$$

onde V_T é o volume do CPL sem o reservatório, V_{BC} é volume da bomba capilar, V_{CD} é o volume do condensador, V_{LL} e V_{LV} são os volumes das linhas de líquido e de vapor respectivamente. Daí:

$$V_R = 1,20 V_T \quad (34)$$

onde V_R é o volume do reservatório.

O reservatório foi também controlado termicamente por um criostato (Lauda, modelo RK 20 KP) conectado a uma serpentina de tubos de cobre de \varnothing_{ext} 5 mm e \varnothing_{int} 2.5 mm, que cobre 190 mm da parte final do reservatório.

Uma bucha de elemento poroso, fabricada com o auxílio de uma tela de aço inoxidável AISI 304, com \varnothing_{fio} $0,11 \cdot 10^{-3}$ m, espaçamento entre fios de $0,14 \cdot 10^{-3}$ m e mesh 100, foi instalada junto ao canal de saída do reservatório, com a finalidade de impedir a passagem de bolhas de vapor para o circuito, e garantir que somente líquido passe para a linha de líquido do circuito.

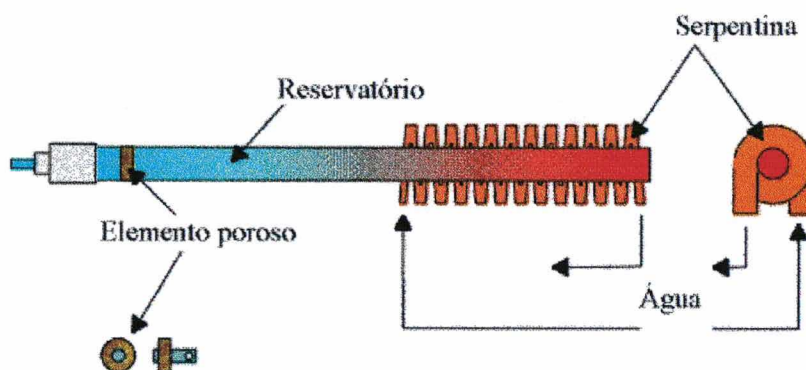


Figura 65 – Reservatório e componentes.

A.5. Tubulação

A tubulação do circuito foi especificada em aço inoxidável AISI 304, com \varnothing_{ext} $\frac{1}{4}$ " para ambas as linhas de líquido e vapor que compõem o CPL. Todas as conexões são Swagelok, e todas as válvulas Nupro. A Figura 66 mostra as perdas de carga especificadas para potências de até 550 W usando amônia como fluido de trabalho, para diferentes diâmetros das linhas de líquido e de vapor.

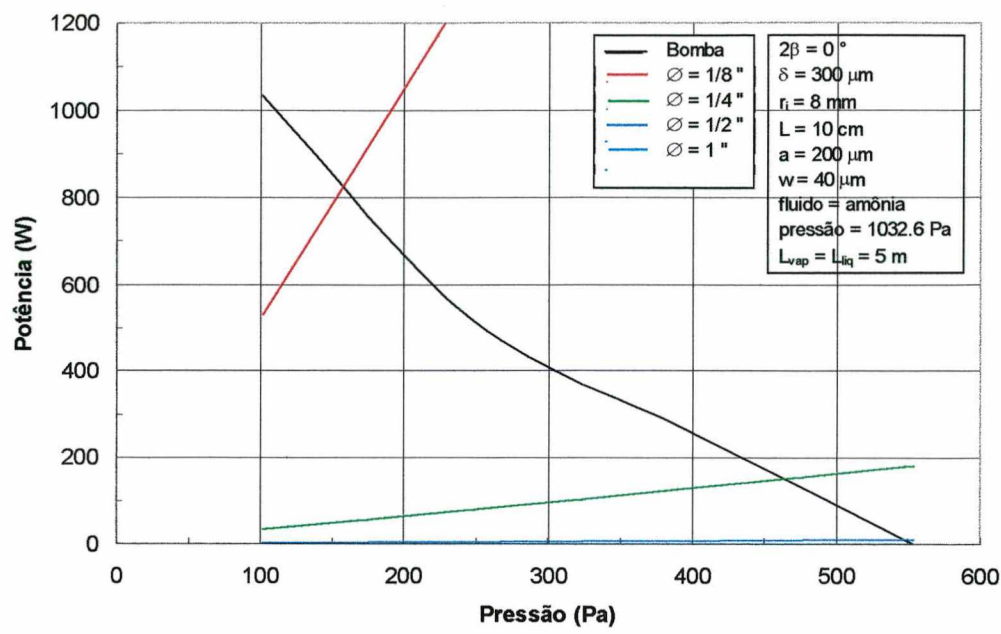


Figura 66 – Perda de carga e potência dissipada pela bomba capilar para diversos tipos de tubos utilizados nas linhas de líquido e de vapor.

A.6. Isolamento Térmico

Toda a instalação foi isolada com polietileno expandido flexível, com células fechadas e de baixa densidade e condutividade térmica (30 kg/m³, 0,04 W/m.K), modelo Isoltubo, fabricado pela Inducel, com dimensões \varnothing_{int} 12 mm e \varnothing_{ext} 30 mm.

A.7. Sistema de Aquisição de Sinais

A Figura 67 mostra a localização dos 16 termopares Omega do tipo K, modelo TT-K-36 utilizados no experimento. Os termopares foram conectados via cabos de extensão Omega, modelo EXPP-K-20-UL, a um sistema de aquisição de sinais da HP (Hewlett Packard), modelo 3497A Data Acquisition/Control/Unit (ver Figura 68). Neste sistema de aquisição, os dados já eram tratados com relação a uma temperatura de referência do zero grau Celsius. Para realizar

esta compensação, uma associação de resistores foi montada e instalada no aparelho, de forma que esta referência pudesse ser controlada de acordo com a temperatura ambiente. Um sensor de pressão absoluta da marca Keller, modelo PAA-11-20, foi utilizado em conjunto com um transdutor da mesma marca, modelo 55911 (ver Figura 69), para a aquisição dos dados de pressão dos experimentos realizados.

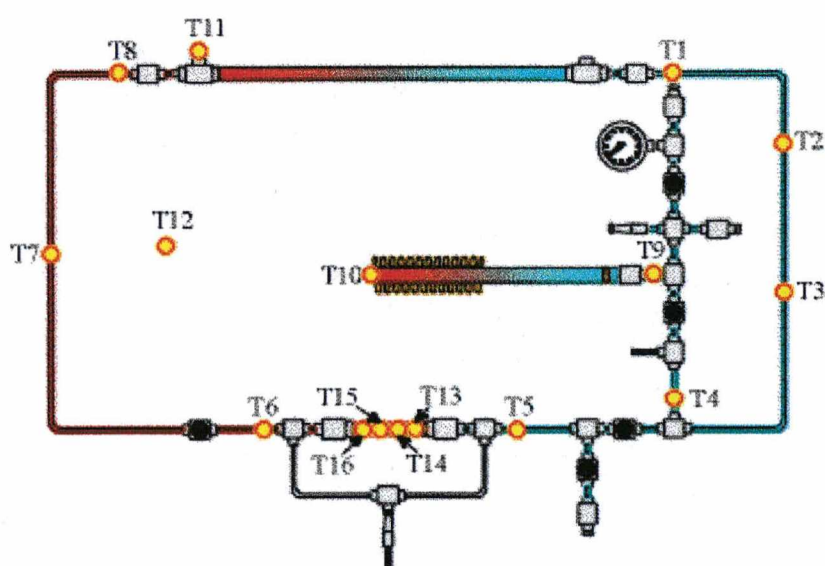


Figura 67 – Posicionamento dos termopares.

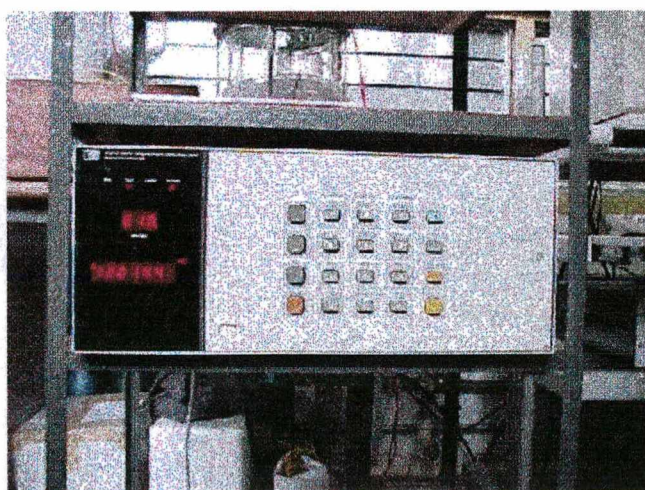


Figura 68 – Sistema de aquisição de dados.



Figura 69 – Dispositivo para leitura da pressão absoluta do sistema.

B. Determinação Teórica e Experimental da Pressão Capilar

A pressão capilar está relacionada com a diferença de pressão na interface líquido-vapor (ver Figura 70) e pode ser definida pela equação de Young-Laplace (ver Faghri, 1995) na forma:

$$p_v - p_l(\psi) = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (35)$$

onde:

$$r_c = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{r_i} \quad (36)$$

sendo R_1 o raio do menisco e r_i o raio interno do tubo. No caso em questão $r_i \gg R_1$, de modo que:

$$p_{cm} = p_v - p_l(\psi) = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (37)$$

onde σ representa a tensão superficial do fluido de trabalho e r_c o raio efetivo de capilaridade.

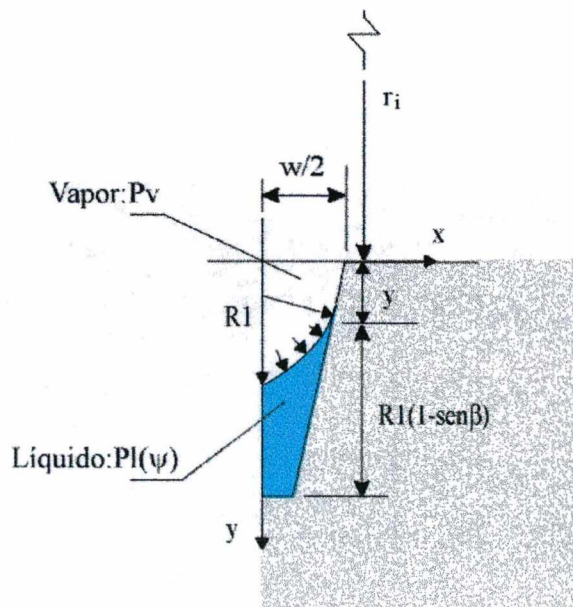


Figura 70 – Esquema da metade da ranhura e parâmetros principais.

Teoricamente, o raio efetivo de capilaridade é calculado com base na geometria das ranhuras circunferenciais. Entretanto, tendo em vista a presença de interstícios na interface do perfil interno com as paredes ranhuradas (ver Figura 71), é importante que se avalie sua efetiva influência sobre a pressão de bombeamento capilar.

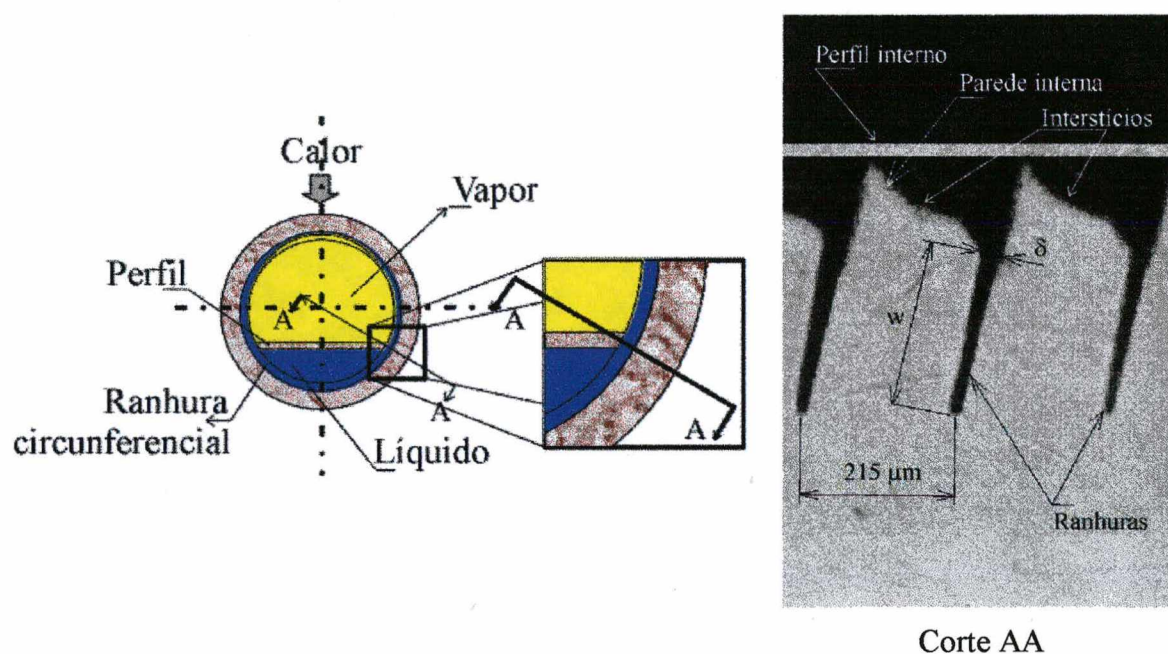


Figura 71 – Visualização dos interstícios entre perfil interno e parede ranhurada.

Embora se tome todos os cuidados possíveis na montagem da bomba capilar, por razões de ordem técnicas, a presença de interstícios tem sido inevitável. De fato, a capacidade de bombeamento da bomba capilar não será maior que a diferença máxima possível entre a pressão de vapor p_v , e a pressão no canal de líquido, p_l .

Ou seja,

$$p_{cm,ef} = p_v - p_l = \Delta p \quad (38)$$

no limite em que a diferença Δp é máxima, ou que p_v é suficiente para forçar a passagem de bolhas de vapor, diretamente para o canal de líquido e, com isso, interromper o trabalho de escoamento por ação capilar.

Com a finalidade de se medir a diferença Δp máxima, foi estudado um sistema que permitisse, primeiramente, determinar a pressão efetiva de bombeamento capilar. Com esse objetivo, foi montado um sistema relativamente simples em laboratório, para determinação da pressão efetiva de bombeamento capilar (ver Figura 72).

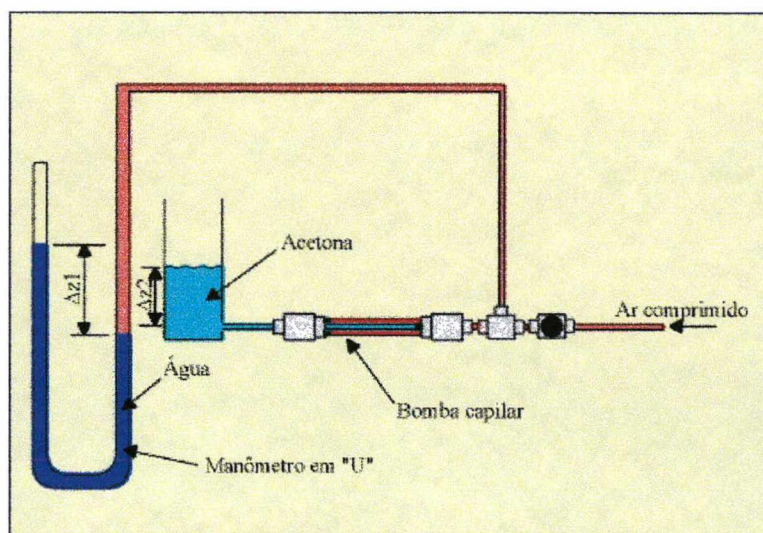


Figura 72 – Dispositivo para determinação da pressão efetiva da bomba capilar.

O sistema consiste em forçar ar comprimido através do canal de vapor de bomba capilar até o limite em que se observe a passagem de bolhas para o canal de líquido. Um manômetro em "U" é instalado na bancada para medir a pressão do ar. Acetona é utilizada em volume suficiente para inundar a bomba capilar. A diferença entre Δz_1 e Δz_2 representa a real pressão de bombeamento capilar que deve ser utilizada nos cálculos para encontrar a real quantidade de calor que a bomba capilar pode transportar. O valor de Δz_1 se refere à diferença de pressão em relação à pressão atmosférica no manômetro em "U", e Δz_2 representa a diferença de pressão em relação à pressão atmosférica no interior da bomba capilar, onde o fluido de trabalho utilizado é a acetona, e o seu peso específico deve ser levado em conta no momento de se efetuar os cálculos com os valores de Δz_1 , que utiliza água como fluido de trabalho.

C. Resultados Experimentais com Bombas Capilares de Elementos Porosos

Duas bombas capilares de elementos porosos foram fabricadas e testadas na bancada experimental. Cada uma delas foi montada com diferentes amostras de estrutura porosa (ver Reimbrecht et al., 1998), uma primeira consistindo de uma mistura de pó carbonila (NP-123) com pó atomizado (aqui denominada de amostra 109) e uma segunda amostra da mesma mistura de carbonila e pó atomizado (denominada amostra 112). A primeira bomba funcionou satisfatoriamente, mas por apenas uma vez, com a potência de 20 W (ver Figura 73). Após a realização de testes com 50 W, houve colapso e a mesma não voltou a funcionar. Sucessivas tentativas para reativação da mesma não foram bem sucedidas. Com relação à Figura 73 foi notado um ligeiro pico de temperatura no instante da partida da bomba. Após um determinado tempo, o circuito foi desligado. Neste teste a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e o criostato ligado ao condensador foi programado para operar a 15°C.

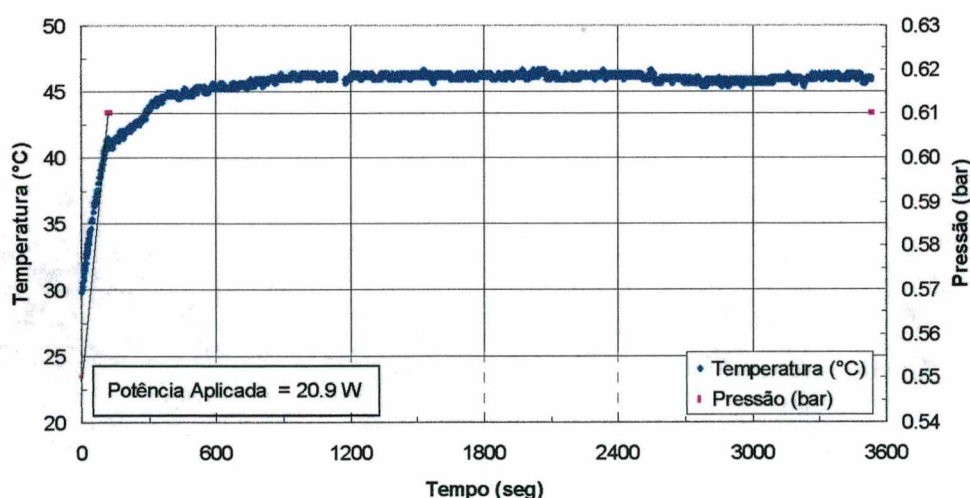


Figura 73 – Teste de regime permanente da bomba capilar composta pela amostra 109.

Os testes prosseguiram com a instalação da segunda bomba capilar de elemento poroso (amostra 112). Neste teste o circuito foi deixado operando por 3 horas com potências variáveis entre 5 e 20 W (Figura 74). Nos dez primeiros minutos, a partida da bomba foi bem sucedida. Como pode-se observar, o circuito respondeu satisfatoriamente ao teste, visto sua regularidade na temperatura. A pressão absoluta não foi lida com a mesma frequência das temperaturas. Por isso, o gráfico mostra apenas alguns pontos. O pico de pressão, que era esperado juntamente com o pico de temperatura não pode ser observado. Após 3 horas de teste, a potência foi aumentada para cerca de 50% da potência máxima e deixado atuar por 30 minutos. Neste período o circuito restabeleceu uma temperatura estável na parede superficial da bomba capilar. Após este patamar, a potência foi ampliada para níveis acima do limite capilar, e logo em seguida foi retirada a potência e esta retornou à temperatura ambiente. Neste teste, a temperatura do reservatório foi fixada 40°C e o criostato do condensador foi programado para operar também a 15°C.

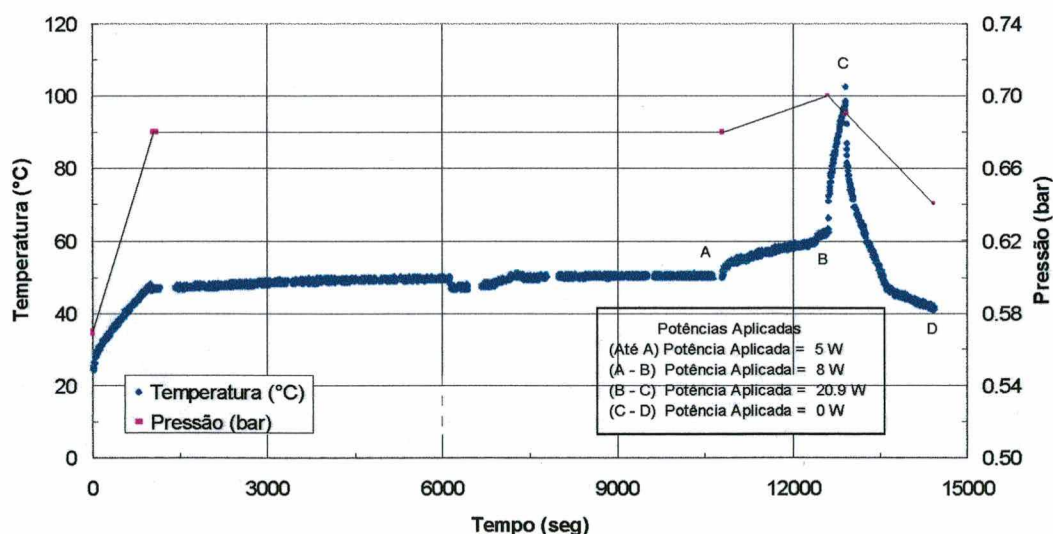


Figura 74 – Teste de regime permanente da bomba capilar composta pela amostra 112.

Com relação às bombas de elementos porosos, seu limite capilar não foi calculado teoricamente, assim como sua pressão de bombeamento capilar. Estimativas indicam que sua

pressão de bombeamento capilar teórica está na faixa dos 5 kPa. O valor medido em laboratório mostrou que a bomba 109 produziu uma diferença de pressão de 3,8 kPa, mas como visto anteriormente esta bomba capilar não funcionou como esperado. Já a bomba 112, apresentou uma diferença de 608 Pa, cuja máxima potência que esta conseguiu transportar pode ser vista na Figura 75, onde a bomba capilar acabou entrando em colapso quando transportava 16 W. Neste mesmo gráfico pode se ver o efeito de recuperação desta bomba capilar. Para isso a potência foi reduzida para o mesmo valor de potência que estava sendo aplicado à bomba no início do teste. Nota-se que esta recuperação não foi muito boa, visto que a temperatura superficial da bomba capilar não retornou ao patamar que se encontrava. Após 30 minutos, a potência foi retirada e as temperaturas voltaram aos valores da temperatura ambiente. Neste teste a temperatura do reservatório foi fixada em a 40°C e o criostato do condensador foi programado para operar a 15°C.

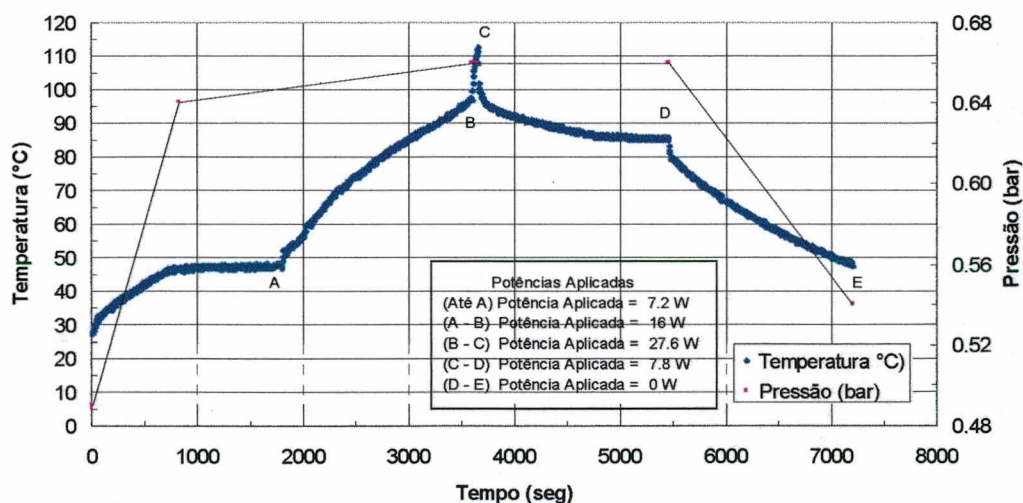


Figura 75 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar composta pela amostra 112.

D. Programas Computacionais

D.1. Programa para Cálculo da Pressão de Bombeamento Capilar



Figura 76 – Programas computacionais para cálculos teóricos e experimentais.

Programa em C++ para cálculo da pressão de bombeamento capilar.

```
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <math.h>
#include <zwindows.h>
#include <stdlib.h>
#include <string.h>
#include <dir.h>

main()
{
float pi, roli, mili, nili, hlv, sigma, pv, tv, tl, velova, diva, reva, fva, dloopva;
float cpl, beta, ri, omega, espranhu, delta, compbomb, nuranhu, q, g, dp1, dp2, dp3;
float difpre, angulo[52], y5, alfa, area, raioh, veloli, dili, reli, fli, dloopli;
float rc, pl[52], pcm, qranhu, qlinha, psi[52], r1[52], fhi2[52], lli, lva, y4, pp;
float alty[52], teta[52], ziz[52], rah[52], arw[52], fhi0[52], fhi1[52], y6, zy;
float fhi3[52], dheltah[52], ve[52], vemedial[52], relh[52], dloop, rova, y, zpp;
float za[52], fr[52], dheltapi[52], totcp, y1, y2[52], y3, miva, angre, pcmreal;
float xzero, fhizero, difreal, pteo, pltot;
int  nunint, wind1, wind2, wind3, wind4, wind5, wind6, wind7, wind8, wind9, zipp;
int  contador, i, x, ipp, sombra2;
char  tipotubo=NULL, perdatubo=NULL, parar=NULL, nomea[13], nomep[13];
char  opcao=NULL, arqui=NULL, tipofluido=NULL, pressao=NULL;
char  arqtor[13], cb1[13], cb2[13], cb3[13], cb4[13], cb5[13], *p;
```



```

FILE *fo1;
FILE *fo2;
FILE *fo3;
FILE *fo4;
FILE *fo5;
FILE *fo6;
FILE *fo7;

setwind();
cls();

wind1=zwindow(2,2,18,70,10,20,2);
c_wputs(wind1,2,2," Programa para Calculo da Perda de Carga em Tubos de Calor\n          de Ranhuras
Circunferenciais\n          Convencional ou do Tipo 'Monogroove'\n\n\n\n          Aperte Qualquer Tecla para
Iniciar!!!!\n\n\n\n          by Heitor Victor Ribeiro Camargo");
getch();
wclose(wind1);

wind1=zwindow(2,2,8,70,10,20,2);
c_wputs(wind1,3,5,"Entre com o nome do arquivo de saida (max.07).....");
scanf("%s",arqtor);
wclose(wind1);

strcpy(cb1,arqtor);
strcat(cb1,"1");
strcat(cb1,".dat");

strcpy(cb2,arqtor);
strcat(cb2,"2");
strcat(cb2,".dat");

strcpy(cb3,arqtor);
strcat(cb3,"3");
strcat(cb3,".dat");

strcpy(cb4,arqtor);
strcat(cb4,"4");
strcat(cb4,".dat");

strcpy(cb5,arqtor);
strcat(cb5,"5");
strcat(cb5,".dat");

if((p=searchpath(cb1))!=NULL)
{
    wind2=zwindow(2,2,6,70,10,20,2);
    c_wprintf(wind2,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Jμ EXISTE!!!",cb1);
    c_wprintf(wind2,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
    c_wputs(wind2,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
    scanf("%s",cb1);
    wind3=zwindow(8,2,12,70,10,20,2);
    c_wprintf(wind3,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Jμ EXISTE!!!",cb2);
    c_wprintf(wind3,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
    c_wputs(wind3,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
    scanf("%s",cb2);
    wind4=zwindow(14,2,18,70,10,20,2);
    c_wprintf(wind4,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Jμ EXISTE!!!",cb3);
    c_wprintf(wind4,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
    c_wputs(wind4,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");

```



```

scanf("%s",cb3);
wind5=zwindow(20,2,24,70,10,20,2);
c_wprintf(wind5,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Jμ EXISTE!!!",cb4);
c_wprintf(wind5,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
c_wputs(wind5,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
scanf("%s",cb4);
wind6=zwindow(26,2,30,70,10,20,2);
c_wprintf(wind6,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Jμ EXISTE!!!",cb5);
c_wprintf(wind6,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
c_wputs(wind6,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
scanf("%s",cb5);
wclose(wind6);
wclose(wind5);
wclose(wind4);
wclose(wind3);
wclose(wind2);
}

fo1=fopen(cb1,"a");
fo2=fopen(cb2,"a");
fo3=fopen(cb3,"a");
fo4=fopen(cb4,"a");
fo5=fopen(cb5,"a");

fprintf(fo1,"i      r1[i]      alty[i]      angulo[i]      arw[i]      dheltapi[i]      ve[i]\n");
fprintf(fo2,"i      difpre      totcp      q      pcm      dp1      dp2      dp3\n");
fprintf(fo3,"i      fhi1[i]      fhi2[i]      fhi3[i]      fhi0[i]      psi[i]      rah[i]\n");

wind2=zwindow(2,2,20,70,10,20,2);
c_wputs(wind2,2,2,"Entrar com os valores das temperaturas de trabalho do circuito!!!");
getch();
c_wputs(wind2,4,2,"Temperatura do Vapor [Kelvin].....");
scanf("%f",&tv);
c_wputs(wind2,6,2,"Temperatura do Liquido [Kelvin].....");
scanf("%f",&tl);
c_wputs(wind2,12,2,"Escolha o tipo de fluido de trabalho!!!");
getch();
c_wputs(wind2,14,2,"Digite [A] para Ammonia\n Digite [F] para Freon 113 \n Digite [C] para
aCetona.....");
tipofluido = getche();
getch();
wclose(wind2);

if(tipofluido=='a'||tipofluido=='A')
{
//          Propriedades do fluido
//          Ammonia

    roli=-7776.74407+193.25036*tl-1.78916*pow(tl,2.0)+0.00872*pow(tl,3.0)-2.37171*pow(10.0,-
5.0)*pow(tl,4.0)+3.41732*pow(10.0,-8.0)*pow(tl,5.0)-2.04097*pow(10.0,-11.0)*pow(tl,6.0);
    mili=7.26974*pow(10.0,-7.0)+3.47161*pow(10.0,-5.0)*tl-4.43051*pow(10.0,-
7.0)*pow(tl,2.0)+2.46669*pow(10.0,-9.0)*pow(tl,3.0)-7.32926*pow(10.0,-12.0)*pow(tl,4.0)+1.13873*pow(10.0,-
14.0)*pow(tl,5.0)-7.27716*pow(10.0,-18.0)*pow(tl,6.0);
    nili=mili/roli;

//          Propriedades do fluido vapor
//          Ammonia

```

```

rova=2.77409*pow(10.0,-11.0)+8.10825*pow(10.0,-13.0)*tv+3.79265*pow(10.0,-
9.0)*pow(tv,2.0)+1.49968*pow(10.0,-6.0)*pow(tv,3.0)-9.81864*pow(10.0,-8.0)*pow(tv,4.0)+1.29871*pow(10.0,-
9.0)*pow(tv,5.0)-7.43739*pow(10.0,-12.0)*pow(tv,6.0)+2.16411*pow(10.0,-14.0)*pow(tv,7.0)-
3.17527*pow(10.0,-17.0)*pow(tv,8.0)+1.9256*pow(10.0,-20.0)*pow(tv,9.0);
miva=3.11402*pow(10.0,-4.0)-6.88144*pow(10.0,-6.0)*tv+6.36066*pow(10.0,-8.0)*pow(tv,2.0)-
3.09822*pow(10.0,-10.0)*pow(tv,3.0)+8.44255*pow(10.0,-13.0)*pow(tv,4.0)-1.2219*pow(10.0,-
15.0)*pow(tv,5.0)+7.35046*pow(10.0,-19.0)*pow(tv,6.0);

```

```

//          Propriedades gerais do fluido
//          Ammonia

```

```

// hlv=1198.0*pow(10.0,3.0);
// sigma=22.4*pow(10.0,-3.0);
// pv=0.77413*pow(10.0,6.0);
// tv=290.0;
// tl=290.0;
// cpl=4.734*pow(10.0,3.0);

```

```

// Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para a Ammonia (pag 811)

```

```

pv=7.08531*pow(10.0,-8.0)-1.7974*pow(10.0,-8.0)*tv+6.85798*pow(10.0,-
6.0)*pow(tv,2.0)+0.0033*pow(tv,3.0)+0.00164*pow(tv,4.0)-2.92761*pow(10.0,-
5.0)*pow(tv,5.0)+2.01378*pow(10.0,-7.0)*pow(tv,6.0)-6.9658*pow(10.0,-10.0)*pow(tv,7.0)+1.25161*pow(10.0,-
12.0)*pow(tv,8.0)-9.0002*pow(10.0,-16.0)*pow(tv,9.0);
hlv=-1.87729*pow(10.0,7.0)+466884.99427*tv-4396.27287*pow(tv,2.0)+21.81262*pow(tv,3.0)-
0.06043*pow(tv,4.0)+8.86133*pow(10.0,-5.0)*pow(tv,5.0)-5.38617*pow(10.0,-8.0)*pow(tv,6.0);
cpl=-218183.9937+4131.95388*tl-30.60031*pow(tl,2.0)+0.1129*pow(tl,3.0)-2.07433*pow(10.0,-
4.0)*pow(tl,4.0)+1.52041*pow(10.0,-7.0)*pow(tl,5.0);
sigma=0.63949-0.01001*tv+7.18967*pow(10.0,-5.0)*pow(tv,2.0)-2.79801*pow(10.0,-
7.0)*pow(tv,3.0)+6.07986*pow(10.0,-10.0)*pow(tv,4.0)-7.00099*pow(10.0,-
13.0)*pow(tv,5.0)+3.35403*pow(10.0,-16.0)*pow(tv,6.0);
}

```

```

if(tipofluido=='c'||tipofluido=='C')
{

```

```

//          Propriedades do fluido
//          Acetona

```

```

roli=pow(10.0,4.12759)*pow(tl,-0.50019);
mili=pow(10.0,4.05836)*pow(tl,-3.05032);
nili=mili/roli;

```

```

//          Propriedades do fluido vapor
//          Acetona

```

```

rova=pow(10.0,-27.84135)*pow(tv,11.16526);
miva=pow(10.0,-6.91745)*pow(tv,0.74137);

```

```

// Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para a Acetona (pag 810)

```

```

pv=pow(10.0,-26.60323)*pow(tv,12.53972);
hlv=pow(10.0,7.55438)*pow(tv,-0.73398);
cpl=pow(10.0,2.19462)*pow(tl,0.46548);
sigma=pow(10.0,3.08503)*pow(tv,-1.9225);
}

```

```

if(tipofluido=='f'||tipofluido=='F')
{

```

```

//          Propriedades do fluido

```

```

//          Freon 113

roli=pow(10.0,4.19223)*pow(tv,-0.40436);
mili=pow(10.0,6.6114)*pow(tv,-3.95742);
nili=mili/roli;

//          Propriedades do fluido vapor
//          Freon 113

rova=pow(10.0,-26.44289)*pow(tv,10.89692);
miva=pow(10.0,-6.59272)*pow(tv,0.64874);

// Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para o Freon 113 (pag 814)

cpl=pow(10.0,1.84466)*pow(tv,0.458);
pv=pow(10.0,-24.19193)*pow(tv,11.6473);
hlv=pow(10.0,6.50126)*pow(tv,-0.53552);
sigma=pow(10.0,2.33968)*pow(tv,-1.64876);
}

//          Escolha do tipo de bomba capilar

wind3=zwindow(2,2,20,70,10,20,2);
c_wputs(wind3,2,2,"Escolha o tipo de bomba capilar!!!");
getch();
c_wputs(wind3,5,2,"Digite [M] para Monogroove \n Digite [R] para Ranhuras Circunferenciais.....");
tipotubo = getche();
getch();

//  Escolha se deseja ou nao incluir a perda de carga do circuito

c_wputs(wind3,12,2,"Escolha se vai querer incluir a perda de carga da tubulacao!!!");
getch();
c_wputs(wind3,15,2,"Digite [N] para Nao \n Digite [S] para Sim.....");
perdatubo = getche();
getch();
wclose(wind3);

if(perdatubo=='s'||perdatubo=='S')
{
//          Geometria das linhas de vapor e liquido
//          Escolha dos diametros e comprimentos dos tubos

wind2=zwindow(2,2,14,70,10,20,2);
c_wputs(wind2,2,2,"Entrar com a geometria da tubulacao do circuito!!!");
getch();
c_wputs(wind2,4,2,"Diametro da linha de Vapor [milimetros].....");
scanf("%f",&diva);
c_wputs(wind2,6,2,"Diametro da linha de Liquido [milimetros].....");
scanf("%f",&dili);
c_wputs(wind2,8,2,"Comprimento da linha de Vapor [m].....");
scanf("%f",&lva);
c_wputs(wind2,10,2,"Comprimento da linha de Liquido [m].....");
scanf("%f",&lli);
wclose(wind2);
}

diva=diva*pow(10.0,-3.0);
dili=dili*pow(10.0,-3.0);

```

```

if(tipotubo=='R'||tipotubo=='r')
{
    wind4=zwindow(2,2,9,70,10,20,2);
    c_wputs(wind2,2,2,"Entre com o angulo de posicionamento da regua \n dentro da bomba capilar!!!");
    getch();
    c_wputs(wind2,5,2,"Angulo da regua a partir da horizontal [graus].....");
    scanf("%f",&angre);
    wclose(wind4);
}

//          Escolha do numero de divisoes da ranhura

wind4=zwindow(2,2,10,70,10,20,2);
c_wputs(wind4,2,2,"Escolha o numero de divisoes da ranhura e o calor aplicado!!!");
getch();
c_wputs(wind4,4,2,"Numero de divisoes da ranhura [grid].....");
scanf("%d",&nunint);

//          Quantidade de calor aplicada a bomba

c_wputs(wind4,6,2,"Quantidade de calor inicial [Watts].....");
scanf("%f",&q);
wclose(wind4);

// Calculo dos deltahs

fprintf(fo5,"i    dheltah[i]\n");

for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    dheltah[i]=hlv+cpl*(tv-tl);
    fprintf(fo5,"%03d %16.6f \n",i,dheltah[i]);
}

//          Geometria da bomba capilar monogroove

// pi=acos(-1.0);
// beta=1.0*pi/180.0;
// ri=5.62*pow(10.0,-3.0);
// delta=218.0*pow(10.0,-6.0);
// omega=157.0*pow(10.0,-6.0);
// espranhu=440.0*pow(10.0,-6.0);
// compbomb=9.5*pow(10.0,-2.0);
// nuranhu=compbomb/espranhu;

wind7=zwindow(2,2,10,70,10,20,2);
c_wputs(wind7,2,2,"Deseja entrar com a geometria da bomba capilar ou\n carrega-la de um arquivo???");
getch();
c_wputs(wind7,5,2,"Digite [T] para entrar com os dados via TECLADO\n Digite [A] para entrar com os dados via
ARQUIVO.....");
opcao=getche();
getch();

if(opcao=='t'||opcao=='T')
{
    wclose(wind7);
    wind7=zwindow(2,2,18,70,10,20,2);
    c_wputs(wind7,2,2,"Escolha a geometria da bomba capilar escolhida!!!");

```



```

getch();
c_wputs(wind7,4,2,"Angulo de abertura da ranhura (beta) [graus]...");
scanf("%f",&beta);
c_wputs(wind7,6,2,"Raio interno da bomba capilar [milímetros]....");
scanf("%f",&ri);
c_wputs(wind7,8,2,"Profundidade da ranhura [micrometros].....");
scanf("%f",&delta);
c_wputs(wind7,10,2,"Largura da ranhura [micrometros].....");
scanf("%f",&omega);
c_wputs(wind7,12,2,"Espacamento entre as ranhuras [micrometros]....");
scanf("%f",&espranhu);
c_wputs(wind7,14,2,"Comprimento da bomba capilar [centímetros]....");
scanf("%f",&compbomb);
wind8=zwindow(20,2,28,70,10,20,2);
c_wputs(wind8,2,2,"Deseja salvar esta geometria em um arquivo?");
getch();
c_wputs(wind8,5,2,"Digite [S] para SIM\n Digite [N] para NAO.....");
arqui=getche();
getch();
if(arqui=='S'||arqui=='s')
{
    wind9=zwindow(30,2,34,70,10,20,2);
    c_wputs(wind9,2,2,"Entre com o nome do arquivo [nome.dat].....");
    scanf("%s",nomep);
    wclose(wind9);

    if((p=searchpath(nomep))!=NULL)
    {
        sombra2=zwindow(10,3,14,71,0,0,0);
        wind2=zwindow(9,2,13,70,10,20,2);
        c_wprintf(wind2,1,14,"ESTE ARQUIVO %s Já EXISTE!!!",nomep);
        c_wprintf(wind2,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
        c_wputs(wind2,3,2,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
        scanf("%s",nomep);
        wclose(wind2);
        wclose(sombra2);
    }

    fo6=fopen(nomep,"a");
    fprintf(fo6,"%16.6f %16.6f %16.6f %16.6f %16.6f %16.6f",beta,ri,delta,omega,espranhu,compbomb);
    fclose(fo6);
}
wclose(wind8);
wclose(wind7);
}

if(opcao=='A'||opcao=='a')
{
    wind8=zwindow(11,2,15,70,10,20,2);
    c_wputs(wind8,2,2,"Entre com o nome do arquivo [nome.dat].....");
    scanf("%s",nomea);
    fo7=fopen(nomea,"r");
    fscanf(fo7,"%f %f %f %f %f %f",&beta,&ri,&delta,&omega,&espranhu,&compbomb);
    fclose(fo7);
    wclose(wind8);
}
wclose(wind7);

pi=acos(-1.0);

```

```

beta=beta*pi/180.0;
ri=ri*pow(10.0,-3.0);
delta=delta*pow(10.0,-6.0);
omega=omega*pow(10.0,-6.0);
espranhu=espranhu*pow(10.0,-6.0);
compbomb=compbomb*pow(10.0,-2.0);
nuranhu=compbomb/espranhu;

fhizero=-0.0175*angre;
xzero=0.0175*angre+pi/2.0;

fprintf(fo5,"i      psi[i]\n");

if(tipotubo=='R'||tipotubo=='r')
{
    psi[1]=fhizero;
    for(i=1;i<=nunint;i++)
    {
        psi[i+1]=psi[i]+xzero/(((float)nunint-1.0));
        fprintf(fo5,"%03d %16.6f\n",i,psi[i]);
    }
}

if(tipotubo=='M'||tipotubo=='m')
{
    angre=90.0;
    psi[1]=-pi/2.0;
    for(i=1;i<=nunint;i++)
    {
        psi[i+1]=psi[i]+pi/((float)nunint-1.0);
        fprintf(fo5,"%03d %16.6f\n",i,psi[i]);
    }
}

//          Calculo de parametros invariantes

rc=2.0*cos(beta)*((omega/2.0)-delta*tan(beta))/(1.0-sin(beta));
pcm=2.0*sigma/rc;
pteo=pcm;
//  pcm=pcm-500.0;

wind8=zwindow(2,2,10,70,10,20,2);
c_wputs(wind8,2,2,"Deseja utilizar a pressao real de bombeamento capilar ou a \n pressao teorica?");
getch();
c_wputs(wind8,5,2,"Digite [R] para REAL\n Digite [T] para TEORICA.....");
pressao=getche();
getch();

pcmreal=pcm;

if(pressao=='r'||pressao=='R')
{
    wind9=zwindow(11,2,15,70,10,20,2);
    c_wputs(wind9,2,2,"Entre com o valor da pressao capilar [Pa].....");
    scanf("%f",&pcmreal);
    wclose(wind9);
    pcm=pcmreal;
}
wclose(wind8);

```

```

// if(pressao=='t' || pressao=='T')
// {
//     pcm=pcm;
// }

for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    fhi0[i]=((pi/2.0)-psi[i]);
    fhi1[i]=sin(psi[i+1])-sin(psi[i]);
    fhi2[i]=pi*pi/4.0*(psi[i+1]-psi[i])-pi/2.0*(psi[i+1]*psi[i+1]-psi[i]*psi[i])+1.0/3.0*(psi[i+1]*psi[i+1]*psi[i+1]-
psi[i]*psi[i]*psi[i]);
    fhi3[i]=2.0*pi*(psi[i+1]-psi[i])-2.0*(psi[i+1]*psi[i+1]-psi[i]*psi[i]);
}

//          Aceleracao da gravidade

g=9.81;

//          Calculo da perda de carga no loop

wind1=zwindow(2,2,24,70,10,20,2);

contador=1;

for(x=2;x<=66;x++)
{
    c_wprintf(wind1,16,x,"%c",177);
}

for(x=2;x<=66;x++)
{
    c_wprintf(wind1,21,x,"%c",177);
}

c_wputs(wind1,1,25,"Saida de Dados");
c_wprintf(wind1,9,49,"Arq.: %s*.dat",arqtor);

//      Comeco do programa de iteacoes para calcular a perda de
//      pressao na bomba

difpre=15.0;
difreal=15.0;
totcp=0.0;

while((difpre>5.0)&&(difreal>5.0))
{
//      Calculo para a pressao capilar da bomba

    if(tipotubo=='r' || tipotubo=='R')
    {
        qranhu=q/(2.0*nuranhu);
        qlinha=qranhu/(xzero*ri);
    }

    if(tipotubo=='m' || tipotubo=='M')
    {
        qranhu=q/(2.0*nuranhu);
        qlinha=qranhu/(pi*ri);
    }
}

```

```

}

if(perdatubo=='s' || perdatubo=='S')
{
//          Calculo para a linha de liquido

veloli=4.0*q/(hlv*roli*pi*pow(dili,2.0));
reli=roli*veloli*dili/mili;
fli=64.0/reli;
dloopli=fli*lli*roli*pow(veloli,2.0)/(dili*2.0);

//          Calculo para a linha de vapor

velova=4.0*q/(hlv*rova*pi*pow(diva,2.0));
reva=rova*velova*diva/miva;
fva=64.0/reva;

if(reva>2300.0)
{
    fva=0.3164/pow(reva,0.25);
}

dloopva=fva*lva*rova*pow(velova,2.0)/(diva*2.0);

//          Calculo para perda total no loop

dloop=dloopli+dloopva;
}

if(perdatubo=='n' || perdatubo=='N')
{
    dloop=5.0;
}

pl[1]=pv-dloop;
arw[0]=0.0;

for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    r1[i]=sigma/(pv-pl[i]);
    alty[i]=(2.0*r1[i]*cos(beta)-omega)*(delta*(1.0+sin(beta))-(omega/2.0)*cos(beta))/(rc*cos(beta)-omega);

    if(alty[i]>delta)
    {
        alty[i]=delta-5.0*pow(10.0,-6.0);
    }

    y2[i]=omega/(2.0*r1[i]);

    if((y2[i]>=-1.0)&&(y2[i]<=1.0))
    {
        teta[i]=acos(y2[i])-beta;
    }
    else
    {
        teta[i]=0.0;
    }

    if(teta[i]>0.0)

```



```

{
    alty[i]=0.0;
}

if(teta[i]<=0.0)
{
    teta[i]=0.0;
}

angulo[i]=teta[i]*180.0/pi;

arw[i]=(delta-alty[i])*(r1[i]*cos(beta+teta[i])+(omega/2.0)-delta*tan(beta))-r1[i]*r1[i]*(((pi/2.0)-beta-
teta[i])-(0.5)*sin(2.0*(beta+teta[i])));

if(arw[i]<=0.0)
{
    arw[i]=arw[i-1]/2.0;
}

za[i]=delta-alty[i]-delta*sin(beta);
ziz[i]=omega*cos(beta);

rah[i]=arw[i]*cos(beta)/(ziz[i]+2.0*za[i]);

ve[i]=qlinha*ri*fhi0[i]/(roli*arw[i]*dheltah[i]);
vemedi[i]=qlinha*ri/(roli*arw[i]*dheltah[i]);

relh[i]=4.0*rah[i]*vemedi[i]/nili;

//*****
//      a7=1.0/(tan(beta)*tan(beta));
//      coeb=sqrt(4.0+2.5*(a7-1.0));

//      a1=coeb+2.0;
//      a2=1.0-(tan(beta)*tan(beta));
//      a3=coeb-2.0;
//      a4=sqrt(1.0+(tan(beta)*tan(beta)));
//      a5=sqrt(tan(beta)+a4);

//      fr[i]=12.0*a1*a2/(a3*a5*relh[i]);

//  Nao funcionou como deveria, possivel problema nas equacoes do Faghri
//*****
//      Pagina 127 Faghri para 0<alfa<1 (ver pg 128 / fig 3.6)

alfa=omega/(delta-alty[i]);

fr[i]=24.0/relh[i]*(1.0-1.3553*alfa+1.9467*alfa*alfa-1.7012*alfa*alfa*alfa+0.9564*alfa*alfa*alfa*alfa-
0.2537*alfa*alfa*alfa*alfa*alfa);

// Funcionou bem, mas a correlacao nao eh bem a desejada
//*****
dp1=roli*g*ri*fhi1[i];
dp2=fr[i]*ri*fhi2[i]*(roli/2.0)*vemedi[i]*vemedi[i]/rah[i];
dp3=-fhi3[i]*(roli/2.0)*vemedi[i]*vemedi[i];

dheltapi[i]=dp1+dp2+dp3;

if(dheltapi[i]<=0.0)

```

```

{
    dheltapi[i]=dheltapi[i-1];
}

pl[i+1]=pl[i]-dheltapi[i];

y5=relh[i]*fr[i];

raioh=rah[i]*pow(10.0,6.0);
area=arw[i]*pow(10.0,6.0);
c_wprintf(wind1,2,2,"Diferenca de Pressao.....:%10.4f[Pa]\n Pressao Total na Ranhura....:%10.4f[Pa]\n
Pressao Capilar.....:%10.4f[Pa]\n Perda de Carga no Loop.....:%10.6f[Pa]\n Calor
Aplicado.....:%10.4f[W]\n dp1.....:%10.4f  dp2.....:%10.4f  dp3.....:%10.4f\n fhi1.....:%10.4f  fhi2.....:%10.4f
fhi3.....:%10.4f\n fhi0.....:%10.4f\n Fator de Atrito * Reynolds.....:%10.4f  psi.....:%10.4f\n Fator de Atrito.....:%10.4f\n
Reynolds.....:%13.4f  Velocidade Media.....:%10.4f[m/s]\n Raio Hidraulico.....:%13.6f[mm]
Area.....:%10.6f[mm2]","difpre,totcp,pteo,dloop,q,dp1,dp2,dp3,fhi1[i],fhi2[i],fhi3[i],fhi0[i],y5,psi[i],fr[i],relh[i],vemed
ia[i],raioh,area);
c_wprintf(wind1,18,2,"Diferenca Pv-Pl[i].:%10.4f[Pa]  Pressao Real.:%10.4f[Pa]","difreal,pcmreal);
c_wprintf(wind1,2,49,"Tipo Tubo.....:%c",tipotubo);
c_wprintf(wind1,3,49,"Tipo Fluido.....:%c",tipofluido);
c_wprintf(wind1,4,49,"Perda Carga.....:%c",perdatubo);
c_wprintf(wind1,5,49,"AngRe.....:%3.0f[Graus]","angre);

if(opcao=='t'||opcao=='T')
{
    c_wprintf(wind1,6,49,"Geo.....:%s",nomep);
}

if(opcao=='a'||opcao=='A')
{
    c_wprintf(wind1,6,49,"Geo.....:%s",nomea);
}

}

//      Calculo para a totalizacao da pressao capilar da bomba,
//      somando-se todos os valores parciais

totcp=0.0;
for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    totcp=dheltapi[i]+totcp;
}

pltot=0.0;
for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    pltot=pl[i]+pltot;
}

//      Comparacao entre o valor da pressao capilar e as perdas de carga

difpre=pcm-totcp-dloop;
difreal=pcmreal-pv+pl[i];
//      difreal=pcmreal-pv+pl[1];
//      difreal=pcmreal-pv+pltot;

if(perdatubo=='n'||tipofluido=='N')

```

```

{
    difreal=1500.0;
}

if(tipofluido=='c'||tipofluido=='C')
{
    q=q+1.0;

    y1=0.3*pcm;
    y3=0.1*pcm;
    y4=0.3*pcmreal;
    y6=0.1*pcmreal;

    if((difpre<y1)||((difreal<y4))
    {
        q=q-1.0;
        q=q+0.1;
    }
    if((difpre<y3)||((difreal<y6))
    {
        q=q-0.1;
        q=q+0.01;
    }
}

if(tipofluido=='f'||tipofluido=='F')
{
    q=q+1.0;

    y1=0.5*pcm;
    y3=0.2*pcm;
    y4=0.3*pcmreal;
    y6=0.1*pcmreal;

    if((difpre<y1)||((difreal<y4))
    {
        q=q-1.0;
        q=q+0.1;
    }
    if((difpre<y3)||((difreal<y6))
    {
        q=q-0.1;
        q=q+0.01;
    }
}

if(tipofluido=='a'||tipofluido=='A')
{
    q=q+5.0;

    y1=0.3*pcm;
    y3=0.09*pcm;
    y4=0.3*pcmreal;
    y6=0.1*pcmreal;

    if((difpre<y1)||((difreal<y4))
    {

```

```

        q=q-5.0;
        q=q+1.0;
    }
    if((difpre<y3)||((difreal<y6))
    {
        q=q-1.0;
        q=q+0.1;
    }
}

c_wputs(wind1,15,20,"Desenvolvimento do Programa");
c_wputs(wind1,15,2,"Zero");
c_wputs(wind1,15,63,"100%");

c_wputs(wind1,20,20,"Desenvolvimento do Programa");
c_wputs(wind1,20,2,"Zero");
c_wputs(wind1,20,63,"100%");

y=((difpre+5.0)/pcm)*100.0;
pp=68.0-(y*0.66+2.0);
ipp=(int)pp;
if(ipp>=66)
{
    ipp=66;
}
for(x=2;x<=ipp;x++)
{
    c_wprintf(wind1,16,x,"%c",219);
}

zy=((difreal+5.0)/pcmreal)*100.0;
zpp=68.0-(zy*0.66+2.0);
zipp=(int)zpp;
if(zipp>=66)
{
    zipp=66;
}
for(x=2;x<=zipp;x++)
{
    c_wprintf(wind1,21,x,"%c",219);
}

if(contador==20)
{
    wind5=zwindow(27,2,32,70,10,20,2);
    c_wputs(wind5,2,2,"Se quiser PARAR o programa digite [P]\n Se quiser CONTINUAR digite [C]\n Se
quiser que esta mensagem apareca NOVAMENTE digite [N]...:");
    parar = getche();
    getch();
    wclose(wind5);
    if(parar=='p' || parar=='P')
    {
        break;
    }
    if(parar=='c' || parar=='C')
    {
        contador=21;
    }
    if(parar=='n' || parar=='N')

```



```

        {
            contador=0;
        }
    }
    contador=contador+1;
}

//      Apresentacao dos resultados

for(i=1;i<=nunint;i++)
{
    fprintf(fo1,"%03d %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f
\n",i,r1[i],alty[i],angulo[i],arw[i],dheltapi[i],ve[i]);
    fprintf(fo2,"%03d %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f
\n",i,difpre,totcp,q,pteo,dp1,dp2,dp3);
    fprintf(fo3,"%03d %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f %16.14f
\n",i,fhi1[i],fhi2[i],fhi3[i],fhi0[i],psi[i],rah[i]);
}

fprintf(fo4,"qfi.....: %19.9f[W] \n",q);
fprintf(fo4,"tcp.....: %19.9f[Pa] \n",totcp);
fprintf(fo4,"diferenca Pv-Pl[i]: %19.9f[Pa] \n",difreal);
fprintf(fo4,"pcm.....: %19.9f[Pa] \n",pteo);
fprintf(fo4,"pressao real.....: %19.9f[Pa] \n",pcmreal);
fprintf(fo4,"perda carga loop...: %19.9f[Pa] \n",dloop);
fprintf(fo4,"angulo regua.....: %19.9f[graus] \n",angre);
fprintf(fo4,"tipo tubo.....: %c \n",tipotubo);
fprintf(fo4,"tipo fluido.....: %c \n",tipofluido);
fprintf(fo4,"perda carga.....: %c \n",perdatubo);

if(opcao=='t'||opcao=='T')
{
    fprintf(fo4,"arquivo geometria.: %s \n",nomep);
}

if(opcao=='a'||opcao=='A')
{
    fprintf(fo4,"arquivo geometria.: %s \n",nomea);
}

wind6=zwindow(27,2,30,70,10,12,2);
c_wputs(wind6,2,2,"          Programa finalizado.!!! \n
getch());
wclose(wind6);
wclose(wind1);

fclose(fo1);
fclose(fo2);
fclose(fo3);
fclose(fo4);
fclose(fo5);

return(0);
}

```

D.2. Programa para Cálculo da Distribuição das Temperaturas na Parede da Bomba Capilar

Programa em FORTRAN, para resolução do problema de transferência de calor pela parede da bomba capilar, para ser utilizado no cálculo do perfil de temperaturas no interior do canal de líquido.

C UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA - UFSC
C DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

C DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NA PAREDE DA BOMBA CAPILAR - 3º MODELO
(VERSAO POLAR P/ OBTER DADOS)

```
IMPLICIT REAL*8(A-H,K-M,O-Z)
DIMENSION T(0:50,0:50), TA(0:50,0:50), TETA(0:50), R(0:50), AE(0:5
&      0,0:50), AW(0:50,0:50), AN(0:50,0:50), AS(0:50,0:50), AP
&      (0:50,0:50), B(0:50,0:50), GRAUSP(0:50), RP(0:50), QL(0:
&      50,0:50), QV(0:50,0:50)
INTEGER I, J, NTETA, NTETA1, NTETA2, NTETA3, NR, ITER, ITERMAX
```

```
DO 1 I=0,50
  DO 2 J=0,50
    T(I,J)=0.0D0
    TA(I,J)=0.0D0
    TETA(I)=0.0D0
    R(J)=0.0D0
    AE(I,J)=0.0D0
    AW(I,J)=0.0D0
    AN(I,J)=0.0D0
    AS(I,J)=0.0D0
    AP(I,J)=0.0D0
    B(I,J)=0.0D0
    GRAUSP(I)=0.0D0
    RP(J)=0.0D0
    QL(I,J)=0.0D0
    QV(I,J)=0.0D0
```

```
2  CONTINUE
1  CONTINUE
```

C 1. DADOS DE ENTRADA:

```
NTETA=30
NR=5
K=205.0D0
H1=125.0D0
H2=2000.0D0
TSAT1=200.0D0
TSAT2=283.15D0
PRESIST=125.0D0
CRESIST=6.0D-2
ALFA=112.0D0
PSI=135.0D0
REXT=9.5D-3
RINT=8.0D-3
```

DELTA=REXT-RINT

PI=DACOS(-1.0D0)
 ALFARAD=ALFA*(PI/180.0D0)
 PSIRAD=PSI*(PI/180.0D0)
 LRESIST=2.0D0*REXT*ALFARAD
 ARESIST=LRESIST*CRESIST
 Q=PRESIST/ARESIST
 TETA1=(PI-PSIRAD)
 TETA2=(PSIRAD-ALFARAD)
 TETA3=ALFARAD

DTETATENT=(TETA1+TETA2+TETA3)/NTETA
 NTETA1=TETA1/DTETATENT
 DTETA1=TETA1/NTETA1
 NTETA2=TETA2/DTETATENT
 DTETA2=TETA2/NTETA2
 NTETA3=NTETA-NTETA1-NTETA2
 DTETA3=TETA3/NTETA3
 DR=DELTA/NR

CHUTE=300.0D0
 TOL=1.0D-15
 FR=1.4D0
 VAR=0.0D0
 ERRO=10.0D0
 ITER=1
 ITERMAX=100000

C 2. CALCULO DAS DISTANCIAS ENTRE OS VOLUMES:

TETA(1)=0.0D0
 DO 3 I=2,NTETA1+1
 TETA(I)=TETA(I-1)+DTETA1
 3 CONTINUE
 DO 4 I=NTETA1+2,NTETA1+NTETA2+1
 TETA(I)=TETA(I-1)+DTETA2
 4 CONTINUE
 DO 5 I=NTETA1+NTETA2+2,NTETA+1
 TETA(I)=TETA(I-1)+DTETA3
 5 CONTINUE
 R(1)=RINT
 DO 6 J=2,NR+1
 R(J)=R(J-1)+DR
 6 CONTINUE

C 3. CALCULO DOS COEFICIENTES:

C 3.1. COEFICIENTES DO VOLUME 1:

I=1
 J=1
 DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
 DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
 DR=R(J+1)-R(J)
 DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
 AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
 AW(I,J)=0.0D0
 AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN

```

AS(I,J)=0.0D0
AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)+(R(J)*DTETA)/((1.0
& D0/H1)+(DR/(2.0D0*K)))
B(I,J)=(TSAT1*R(J)*DTETA)/((1.0D0/H1)+(DR/(2.0D0*K)))

```

C 3.2. COEFICIENTES DOS VOLUMES 2:

```

J=1
DO 7 I=2,NTETA1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
  AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
  AS(I,J)=0.0D0
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)+(R(J)*DTETA)/((1.0
& D0/H1)+(DR/(2.0D0*K)))
  B(I,J)=(TSAT1*R(J)*DTETA)/((1.0D0/H1)+(DR/(2.0D0*K)))
7 CONTINUE

```

C 3.3. COEFICIENTES DOS VOLUMES 3:

```

J=1
DO 8 I=NTETA1+1,NTETA-1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
  AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
  AS(I,J)=0.0D0
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)+(R(J)*DTETA)/((1.0
& D0/H2)+(DR/(2.0D0*K)))
  B(I,J)=(TSAT2*R(J)*DTETA)/((1.0D0/H2)+(DR/(2.0D0*K)))
8 CONTINUE

```

C 3.4. COEFICIENTES DO VOLUME 4:

```

I=NTETA
J=1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
  AE(I,J)=0.0D0
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
  AS(I,J)=0.0D0
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)+(R(J)*DTETA)/((1.0
& D0/H2)+(DR/(2.0D0*K)))
  B(I,J)=(TSAT2*R(J)*DTETA)/((1.0D0/H2)+(DR/(2.0D0*K)))

```

C 3.5. COEFICIENTES DOS VOLUMES 5:

```

I=1
DO 9 J=2,NR-1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
  AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
  AW(I,J)=0.0D0
  AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
  AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
  B(I,J)=0.0D0
9  CONTINUE

```

C 3.6. COEFICIENTES DOS VOLUMES 6:

```

DO 10 I=2,NTETA-1
  DO 11 J=2,NR-1
    DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
    DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
    DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
    DR=R(J+1)-R(J)
    DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
    DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
    AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
    AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
    AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
    AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
    AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
    B(I,J)=0.0D0
  11  CONTINUE
10  CONTINUE

```

C 3.7. COEFICIENTES DOS VOLUMES 7:

```

I=NTETA
DO 12 J=2,NR-1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRN=(R(J+2)-R(J))/2.0D0
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
  AE(I,J)=0.0D0
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=(K*R(J+1)*DTETA)/DRN
  AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
  B(I,J)=0.0D0
12  CONTINUE

```

C 3.8. COEFICIENTES DO VOLUME 8:

```

I=1
J=NR
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0

```



```

AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
AW(I,J)=0.0D0
AN(I,J)=0.0D0
AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
B(I,J)=0.0D0

```

C 3.9. COEFICIENTES DOS VOLUMES 9:

```

J=NR
DO 13 I=2,NTETA1+NTETA2
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
  AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=0.0D0
  AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
  B(I,J)=0.0D0

```

13 CONTINUE

C 3.10. COEFICIENTES DOS VOLUMES 10:

```

J=NR
DO 14 I=NTETA1+NTETA2+1,NTETA-1
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAE=(TETA(I+2)-TETA(I))/2.0D0
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
  AE(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAE)
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=0.0D0
  AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
  B(I,J)=Q*R(J+1)*DTETA

```

14 CONTINUE

C 3.11. COEFICIENTES DO VOLUME 11:

```

I=NTETA
J=NR
  DTETA=TETA(I+1)-TETA(I)
  DTETAW=(TETA(I+1)-TETA(I-1))/2.0D0
  DR=R(J+1)-R(J)
  DRS=(R(J+1)-R(J-1))/2.0D0
  AE(I,J)=0.0D0
  AW(I,J)=(K*DR)/((R(J)+(DR/2.0D0))*DTETAW)
  AN(I,J)=0.0D0
  AS(I,J)=(K*R(J)*DTETA)/DRS
  AP(I,J)=AE(I,J)+AW(I,J)+AN(I,J)+AS(I,J)
  B(I,J)=Q*R(J+1)*DTETA

```

C 4. CALCULO DAS TEMPERATURAS NOS VOLUMES:

C 4.1. INICIALIZACAO DAS TEMPERATURAS NOS VOLUMES:

```

DO 15 I=1,NTETA
  DO 16 J=1,NR
    TA(I,J)=CHUTE
    T(I,J)=TA(I,J)
16  CONTINUE
15  CONTINUE

C    4.2. TEMPERATURAS NOS VOLUMES:

DO 17 WHILE ((ERRO .GE. TOL) .AND. (ITER .LT. ITERMAX))

  DO 18 I=1,NTETA
    DO 19 J=1,NR
      TNEW=(AE(I,J)*T(I+1,J)+AW(I,J)*T(I-1,J)+AN(I,J)*T(
&      I,J+1)+AS(I,J)*T(I,J-1)+B(I,J))/AP(I,J)
      T(I,J)=T(I,J)+FR*(TNEW-T(I,J))
19  CONTINUE
18  CONTINUE

C    4.3. CALCULO DO ERRO:

ERRO=0.0D0
DO 20 I=1,NTETA
  DO 21 J=1,NR
    VAR=ABS(T(I,J)-TA(I,J))
    ERRO=ERRO+VAR
21  CONTINUE
20  CONTINUE
ERRO=ERRO/(NTETA*NR)
ITER=ITER+1

C    4.4. ATUALIZACAO DAS TEMPERATURAS NOS VOLUMES:

DO 22 I=1,NTETA
  DO 23 J=1,NR
    TA(I,J)=T(I,J)
23  CONTINUE
22  CONTINUE
17  CONTINUE

C    4.5. POSICAO DOS PONTOS:

DO 24 I=1,NTETA
  DO 25 J=1,NR
    GRAUSP(I)=180.0D0-(((TETA(I+1)+TETA(I))/2.0D0)*180.0D0
&    /PI)
    RP(J)=(REXT-((R(J+1)+R(J))/2.0D0))*1000.0D0
25  CONTINUE
24  CONTINUE

C    4.6. FLUXO DE CALOR E CALOR TRANSFERIDO AO LIQUIDO:

QLIQ=0.0D0
J=I
DO 26 I=1,NTETA1
  QL(I,J)=(T(I,J)-TSAT1)/((1.0D0/H1)+((DR/2.0D0)/K))
  QLIQ=QLIQ+QL(I,J)
26  CONTINUE

```

```
QLIQ=QLIQ/NTETA1
QLIQ=2.0D0*QLIQ*(PI-PSIRAD)*RINT*CRESIST
```

```
J=1
```

```
DO 27 I=NTETA1+1,NTETA
```

```
    QV(I,J)=(T(I,J)-TSAT2)/((1/H2)+((DR/2)/K))
```

```
    QVAP=QVAP+QV(I,J)
```

```
27  CONTINUE
```

```
QVAP=QVAP/(NTETA-NTETA1)
```

```
QVAP=2.0D0*QVAP*PSIRAD*RINT*CRESIST
```

C 4.7. SAIDA DAS TEMPERATURAS:

C IF (ITER .LT. ITERMAX) THEN
OPEN(UNIT=2,FILE="C:/TEMP/DADOS.DAT")

```
WRITE (2,*) 'DADOS DE ENTRADA'
```

```
WRITE (2,*) 'NTETA=', NTETA
```

```
WRITE (2,*) 'NR=', NR
```

```
WRITE (2,*) 'K=', K
```

```
WRITE (2,*) 'H1=', H1
```

```
WRITE (2,*) 'H2=', H2
```

```
WRITE (2,*) 'TSAT1=', TSAT1
```

```
WRITE (2,*) 'TSAT2=', TSAT2
```

```
WRITE (2,*) 'PRESIST=', PRESIST
```

```
WRITE (2,*) 'CRESIST=', CRESIST
```

```
WRITE (2,*) 'LRESIST=', LRESIST
```

```
WRITE (2,*) 'ARESIST=', ARESIST
```

```
WRITE (2,*) 'Q=', Q
```

```
WRITE (2,*) 'QLIQ=', QLIQ
```

```
WRITE (2,*) 'QVAP=', QVAP
```

```
WRITE (2,*) 'ALFA=', ALFA
```

```
WRITE (2,*) 'ALFARAD=', ALFARAD
```

```
WRITE (2,*) 'PSI=', PSI
```

```
WRITE (2,*) 'PSIRAD=', PSIRAD
```

```
WRITE (2,*) 'REXT=', REXT
```

```
WRITE (2,*) 'RINT=', RINT
```

```
WRITE (2,*) 'DELTA=', DELTA
```

```
WRITE (2,*) 'TETA1=', TETA1
```

```
WRITE (2,*) 'TETA2=', TETA2
```

```
WRITE (2,*) 'TETA3=', TETA3
```

```
WRITE (2,*) 'CHUTE=', CHUTE
```

```
WRITE (2,*) 'TOL=', TOL
```

```
WRITE (2,*) 'FR=', FR
```

```
WRITE (2,*) 'ITERMAX=', ITERMAX
```

```
WRITE (2,*) 'DISTRIBUICAO DE TEMPERATURAS'
```

```
WRITE (2,*) 'T(I,J)'
```

```
DO 28 I=1,NTETA
```

```
    DO 29 J=1,NR
```

```
        WRITE (2,30) T(I,J)
```

```
30        FORMAT(F9.4)
```

```
29        CONTINUE
```

```
28        CONTINUE
```

```
WRITE (2,*) 'POSICOES'
```

```
WRITE (2,*) 'TETA(I)'
```

```
DO 31 I=1,NTETA+1
```

```
    WRITE (2,32) TETA(I)
```

```

32     FORMAT(F10.8)
31     CONTINUE

WRITE (2,*) 'GRAUSP(I)'
DO 33 I=1,NTETA
    WRITE (2,34) GRAUSP(I)
34     FORMAT(F8.4)
33     CONTINUE

WRITE (2,*) 'R(J)'
DO 35 J=1,NR+1
    WRITE (2,36) R(J)
36     FORMAT(F10.8)
35     CONTINUE

WRITE (2,*) 'RP(J)'
DO 37 J=1,NR
    WRITE (2,38) RP(J)
38     FORMAT(F6.4)
37     CONTINUE

WRITE (2,*) 'FLUXO DE CALOR'
WRITE (2,*) 'QL(I,J)'
J=1
DO 39 I=1,NTETA1
    WRITE (2,40) QL(I,J)
40     FORMAT(F10.4)
39     CONTINUE

WRITE (2,*) 'QV(I,J)'
J=1
DO 41 I=NTETA1+1,NTETA
    WRITE (2,42) QV(I,J)
42     FORMAT(F10.4)
41     CONTINUE

WRITE (2,*) 'TEMPERATURAS EXTERNAS'
WRITE (2,*) 'T(I,J)'
J=NR
DO 43 I=1,NTETA
    WRITE (2,44) T(I,J)
44     FORMAT(F9.4)
43     CONTINUE

WRITE (2,*) 'DELTAS'
WRITE (2,*) 'DTETATENT=', DTETATENT
WRITE (2,*) 'DTETA1=', DTETA1
WRITE (2,*) 'DTETA2=', DTETA2
WRITE (2,*) 'DTETA3=', DTETA3
WRITE (2,*) 'DR=', DR
WRITE (2,*) 'NUMERO DE PONTOS'
WRITE (2,*) 'NTETA=', NTETA
WRITE (2,*) 'NTETA1=', NTETA1
WRITE (2,*) 'NTETA2=', NTETA2
WRITE (2,*) 'NTETA3=', NTETA3
WRITE (2,*) 'NR=', NR
WRITE (2,*) 'ERRO=', ERRO
WRITE (2,*) 'NUMERO DE ITERACOES=', ITER
WRITE (*,*) 'QLIQ=', QLIQ

```

```
        WRITE (*,*) 'ERRO=', ERRO
        WRITE (*,*) 'NUMERO DE ITERACOES=', ITER
        WRITE (*,*) 'TEMPERATURAS ESTAO EM MODELO3P.DOC'
C      ELSE
        WRITE (*,*) 'O PROCESSO DIVERGIU!'
C      END IF

STOP
END
```


D.3. Programa para Controle do Sistema de Aquisição de Sinais

Programa em C++ para controle e armazenamento de dados por parte do sistema de aquisição de sinais.

```
#include <zwindows.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include <math.h>
#include <cfunc.h>
#include <chplib.h>
#include <conio.h>
#include <string.h>
#include <time.h>
#include <dos.h>
#include <dir.h>

#define ISC      7L
#define DVM      709L
#define NUMDECANAIS 27
#define NUMCICLOS 6

// special types

enum {CH0,CH1,CH2,CH3,CH4,CH5,CH6,CH7,CH8,CH9,CH10,CH11,CH12,CH13,CH14,
      ,CH15,CH16,CH17,CH18,CH19,CH20,CH21,CH22,CH23,CH24,CH25,CH26};

// variaveis globais

char  *codes[NUMDECANAIS+1];
char  *codes2[NUMDECANAIS+1];
float  readings[NUMDECANAIS+1];
float convolt[NUMDECANAIS+1];
int    numvalues[NUMDECANAIS+1];
int    strsize[NUMDECANAIS+1];
short error;
char  *Umidade[NUMDECANAIS+1];
char  *arq,tipotp=NULL,tipotela=NULL;
int fundo,wind1,wind2,wind3,winddados,sombra,sombra2,sombradados,tempor;
char  *tamostragem,*p;
float tintegracao,tempoh, tempom, tempos;
FILE  *fo1;
int tempfnl,interva,chk,torempo,h,m,s;
struct dostime_t T;
struct time agora;
long secs1,secs2;

/*****PRTOTIPO DAS FUNCOES *****/

void getdevs (void);
void initialize (void);
void trigger (void);
void readout (int,int,int);
void error_handler(char*);
void entradados(void);
void abrearquivo(void);
```

```

void salvados(void);
double PtcConv(double Resist);
void tempo(void);

/*****INICIO DO PROGRAMA PRINCIPAL*****/

void main (void) {

    int n;
    arq = malloc(12);

    clrscr();
    setwind();
    cls();

    /*****ABRINDO JANELA PRINCIPAL *****/

    fundo=zwindow(1,1,28,78,14,1,0);
    c_wprintf(fundo,1,14,"HP3497A - PROGRAMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS - LABSOLAR");

    /*****ENTRADA DE DADOS*****/

    entradados();

    /*****INICIO DA AQUISICAO*****/

    sombra=zwindow(4,4,27,76,0,0,0);

    wind1=zwindow(3,3,26,75,15,19,2);

    getdevs ();
    initialize ();
    abrearquivo();
    n=0;
    gettime(&agora);
    time(&secs1);

    do{

        c_wprintf(wind1,0,60,"Ciclo: %d",n);

        trigger ();    // ativa a leitura

//    readout (CH0,4,4);    // le o canal
    readout (CH1,6,4);    // le o canal
    readout (CH2,7,4);    // le o canal
    readout (CH3,8,4);    // le o canal
    readout (CH4,9,4);    // le o canal
    readout (CH5,10,4);    // le o canal
    readout (CH6,11,4);    // le o canal
    readout (CH7,12,4);    // le o canal
    readout (CH8,13,4);    // le o canal
    readout (CH9,14,4);    // le o canal
    readout (CH10,15,4);    // le o canal
    readout (CH11,16,4);    // le o canal
    readout (CH12,17,4);    // le o canal
    readout (CH13,18,4);    // le o canal
    readout (CH14,19,4);    // le o canal
    readout (CH15,20,4);    // le o canal

```

```

    readout (CH16,21,4); // le o canal
//    readout (CH17,8,35); // le o canal
//    readout (CH18,9,35); // le o canal
//    readout (CH19,10,35); // le o canal
//    readout (CH20,11,35); // le o canal
//    readout (CH21,12,35); // le o canal
//    readout (CH22,13,35); // le o canal
//    readout (CH23,14,35); // le o canal
//    readout (CH24,15,35); // le o canal
//    readout (CH25,16,35); // le o canal

    salvadados();
    c_wprintf(wind1,23,22,"Press any key to stop aquisition ...");
    n=n+1;
    tempo();
    time(&secs2);
    totempo=(int)(secs2-secs1);

    tempos=(float)tempo;
    tempoh=tempos/3600.0;
    h=(int)tempoh;
    tempom=(tempos/3600.0-h)*60.0;
    m=(int)tempom;
    tempos=(tempom-m)*60.0;
    s=(int)tempos;

    c_wprintf(wind1,3,7,"Tempo de Aquisição: %2.2d horas %2.2d minutos %2.2d segundos",h,m,s);

}while(!kbhit());

fclose(fol);
c_wprintf(wind1,24,22,"Press any key to finish program ...");
getche();

//***** FECHANDO AS JANELAS *****/

    wclose(wind1);

    wclose(sombra);

    wclose(fundo);

}
/*****FIM DO PROGRAMA PRINCIPAL *****/

/*****DEFINICOES DAS FUNCOES*****/

void entradados(void) {

int ch;

sombrados=zwindow(4,4,26,76,0,0,0);

winddados=zwindow(3,3,25,75,15,19,2);

    c_wprintf(winddados,0,2,"Entrando com os dados...");

    c_wprintf(winddados,22,63,"by Tor");

```

```

c_wputs(winddados,2,2,"Entre com o nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
scanf("%s",arq);

if((p=searchpath(arq))!=NULL)
{
    sombra2=zwindow(10,4,14,76,0,0,0);
    wind2=zwindow(9,3,13,75,15,5,2);

    c_wprintf (wind2,1,14,"ESTE ARQUIVO %s J  EXISTE!!!",arq);
    c_wprintf (wind2,2,15,"DIGITE OUTRO NOME PARA O ARQUIVO!!!");
    c_wputs(wind2,3,5,"Entre com o NOVO nome do arquivo [*.dat](max.08).....");
    scanf("%s",arq);
    wclose(wind2);
    wclose(sombra2);
}

c_wputs(winddados,4,2,"Escolha o tipo de termopar!!!");
getch();
c_wputs(winddados,6,2,"Digite [K] para Tipo K\n Digite [E] para Tipo E\n Digite [T] para Tipo
T.....");
tipotp = getche();
getch();

c_wputs(winddados,11,2,"Escolha o se vai querer\n ver a integracao em graus ou em milivolts!!!");
getch();
c_wputs(winddados,15,2,"Digite [G] para Graus Celsius\n Digite [V] para miliVolts.....");
tipotela = getche();
getch();

c_wputs(winddados,19,2,"Entre com o tempo entre os intervalos de aquisi o [segundos].....");
scanf ("%i", &interva);

sombra2=zwindow(11,16,15,66,0,0,0);

wind2=zwindow(10,15,14,65,15,5,2);

c_wprintf (wind2,1,10,"Deseja come ar a aquisi o?");
c_wprintf (wind2,3,5,"Tecla <c> para continuar e <p> para parar");
ch = getch();

if(ch=='p' || ch=='P'){exit(0);}

wclose(wind2);

wclose(sombra2);

wclose(winddados);

wclose(sombradados);

}

//*****

void abrearquivo(void){

    fo1=fopen(arq,"a+");

}

```



```

c_wprintf(wind1,9,35,"Bifurcação do Reservatório");
c_wprintf(wind1,10,35,"Entrada da Bomba Capilar");
c_wprintf(wind1,11,35,"Saída da Bomba Capilar");
c_wprintf(wind1,12,35,"Metade da Linha de Vapor");
c_wprintf(wind1,13,35,"Entrada do Condensador");
c_wprintf(wind1,14,35,"Entrada do Reservatório");
c_wprintf(wind1,15,35,"Final do Reservatório");
c_wprintf(wind1,16,35,"Entrada da água do Criostato");
c_wprintf(wind1,17,35,"Temp. Superficial Bomba / Ambiente");
c_wprintf(wind1,18,35,"Início do Canal da Bomba Capilar");
c_wprintf(wind1,19,35,"Metade Inicial do Canal da Bomba");
c_wprintf(wind1,20,35,"Metade Final do Canal da Bomba");
c_wprintf(wind1,21,35,"Final do Canal da Bomba Capilar");

} // getdevs

/*****/

void initialize (void) {

    int Canal;

    error = IOTIMEOUT (ISC, 5.0);
    error_handler ("IOTIMEOUT");
    error = IOCLEAR (DVM);
    error_handler ("IOCLEAR");

    for ( Canal = 0 ; Canal <= NUMDECANAIS ; Canal++) {

        if ( Canal == CH0 ) {                //nao foi possivel ler
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC0 VR5 VT1 VD4 VW300"; //tensao neste canal nao
            Unidade[Canal] = "T(C)";           //sei porque entao passei
            strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]); //a ler no canal 5
        }

        if ( Canal == CH1 ) {                //medindo tensao
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC1 VR5 VT1 VD4 VW300";
            Unidade[Canal] = "T(C)";
            strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
        }

        if ( Canal == CH2 ) {                //medindo amperagem
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC2 VR5 VT1 VD4 VW300";
            Unidade[Canal] = "T(C)";
            strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
        }

        if ( Canal == CH3 ) {
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC3 VR5 VT1 VD4 VW300";
            Unidade[Canal] = "T(C)";
            strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
        }

        if ( Canal == CH4 ) {
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC4 VR5 VT1 VD4 VW300"; //como 4-wire
            Unidade[Canal] = "T(C)";           //(funcao do dvm)
            strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
        }

        if ( Canal == CH5 ) {
            codes[Canal] = "SO1 SD1 AC5 VR5 VT1 VD4 VW300";

```

```

        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH6 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC6 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH7 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC7 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH8 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC8 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH9 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC9 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH10 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC10 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH11 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC11 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH12 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC12 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH13 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC13 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH14 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC14 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH15 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC15 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

    if ( Canal == CH16 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC16 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

```

```
    }
    if ( Canal == CH17 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC17 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH18 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC18 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH19 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC19 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH20 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC20 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH21 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC21 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH22 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC22 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH23 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC23 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH24 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC24 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH25 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC25 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }
    if ( Canal == CH26 ) {
        codes[Canal] = "SO1 SD1 AC26 VR5 VT1 VD4 VW300";
        Unidade[Canal] = "T(C)";
        strsize[Canal] = strlen(codes[Canal]);
    }

} //for
} // initialize

/*****/

void trigger (void) {
```

```

error = IOTRIGGER (DVM);
error_handler ("IOTRIGGER");
error_handler ("IOOUTPUTS");

} //trigger

/*****/

void readout (int Canal,int y,int x) {

float a0,a1,a2,a3,a4,a5,a6,a7,a8,a9;

if(tipotp=='k' || tipotp=='K')
{
// Tipo K

a0=0.226584602;
a1=24152.10900;
a2=67233.4248;
a3=2210340.682;
a4=-860963914.9;
a5=4.83506*pow(10.0,10.0);
a6=-1.18452*pow(10.0,12.0);
a7=1.38690*pow(10.0,13.0);
a8=-6.33708*pow(10.0,13.0);
a9=0.0;
}

if(tipotp=='c' || tipotp=='E')
{
// Tipo E

a0=0.104967248;
a1=17189.45282;
a2=-282639.0850;
a3=12695339.5;
a4=-448703084.6;
a5=1.10866*pow(10.0,10.0);
a6=-1.76807*pow(10.0,11.0);
a7=1.71842*pow(10.0,12.0);
a8=-9.19278*pow(10.0,12.0);
a9=-2.06136*pow(10.0,13.0);
}

if(tipotp=='t' || tipotp=='T')
{
// Tipo T

a0=0.100860910;
a1=25727.94369;
a2=-767345.8295;
a3=78025595.81;
a4=-9247486589.0;
a5=6.97688*pow(10.0,11.0);
a6=-2.66192*pow(10.0,13.0);
a7=3.94078*pow(10.0,14.0);
a8=0.0;
a9=0.0;
}

```

```

}

numvalues[Canal]=1;
error = IOOUTPUTS (DVM, codes[Canal], strlen(codes[Canal]));
error_handler ("IOOUTPUTS");
error = IOENTERA (DVM, &readings[Canal], &numvalues[Canal]);
error_handler ("IOENTERA");

convolt[Canal]=a0+(a1*readings[Canal])+(a2*pow(readings[Canal],2.0))+(a3*pow(readings[Canal],3.0))+(a4*pow
(readings[Canal],4.0))+(a5*pow(readings[Canal],5.0))+(a6*pow(readings[Canal],6.0))+(a7*pow(readings[Canal],7.
0))+(a8*pow(readings[Canal],8.0))+(a9*pow(readings[Canal],9.0));
c_wprintf (windl,y,x,"Canal %d: ", Canal);

if(tipotela=='g'||tipotela=='G')
{
c_wprintf (windl,y,x+10," %1.2f%s", convolt[Canal], Unidade[Canal]); // operador
}

if(tipotela=='v'||tipotela=='V')
{
c_wprintf (windl,y,x+10,"%11.9f %s", readings[Canal], Unidade[Canal]); // operador
}

} // readout

void tempo()
{
    _dos_gettime(&T);
    tempfnl = T.second + intervalo;
    chk = 0;
    do
    {
        _dos_gettime(&T);
        if ((T.second==0) && (chk==0))
        { tempfnl=tempfnl-60;
          chk=1;
        }
    }
    if (T.second==12)
    { chk = 0;

    }

    }
    while (T.second<tempfnl);
}
//rotina para a parada de tempo entre uma aquisicao e outra

```